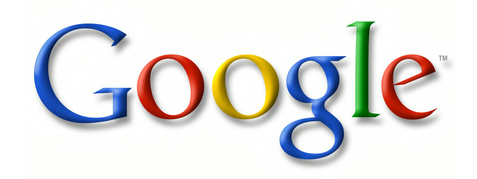
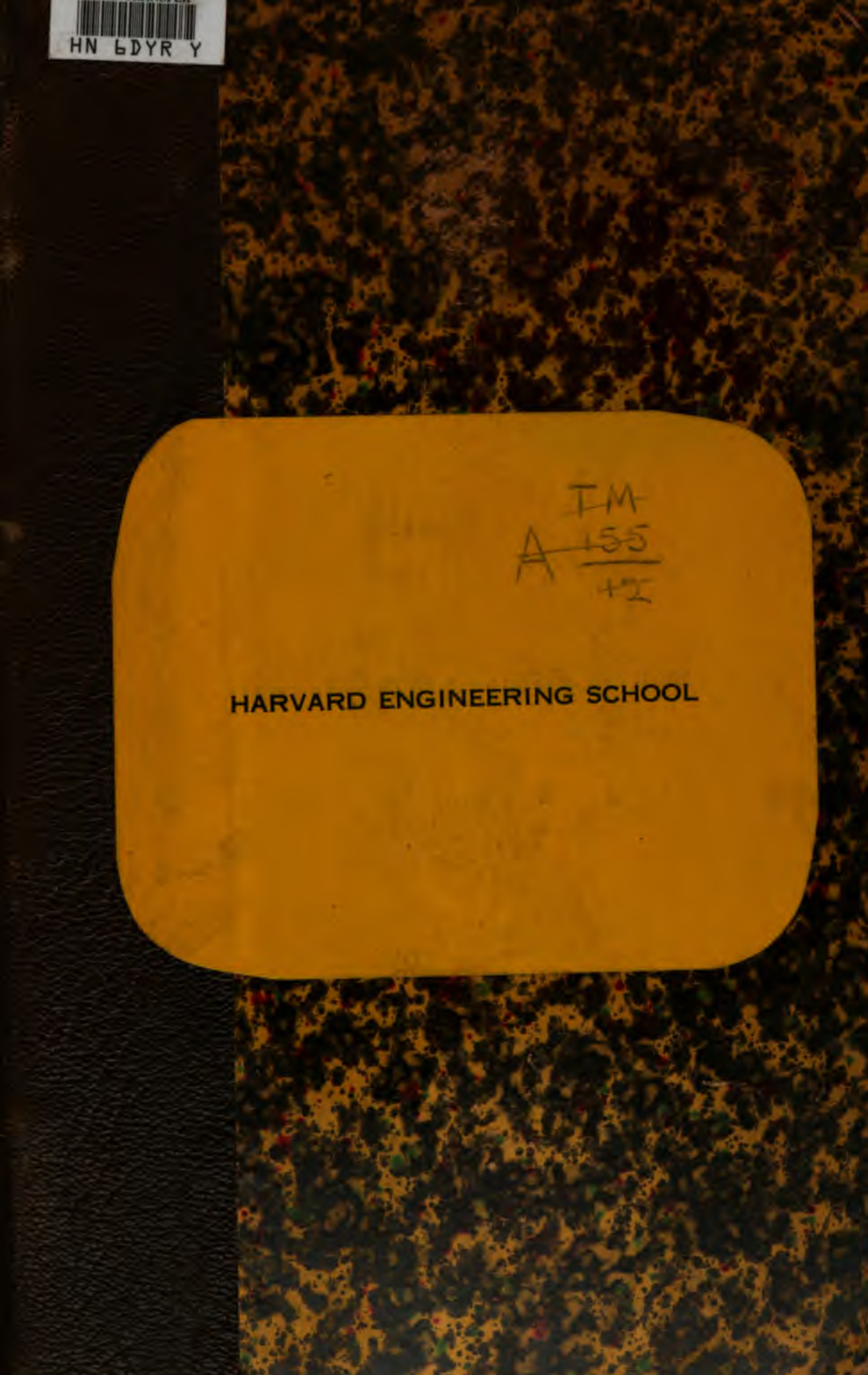
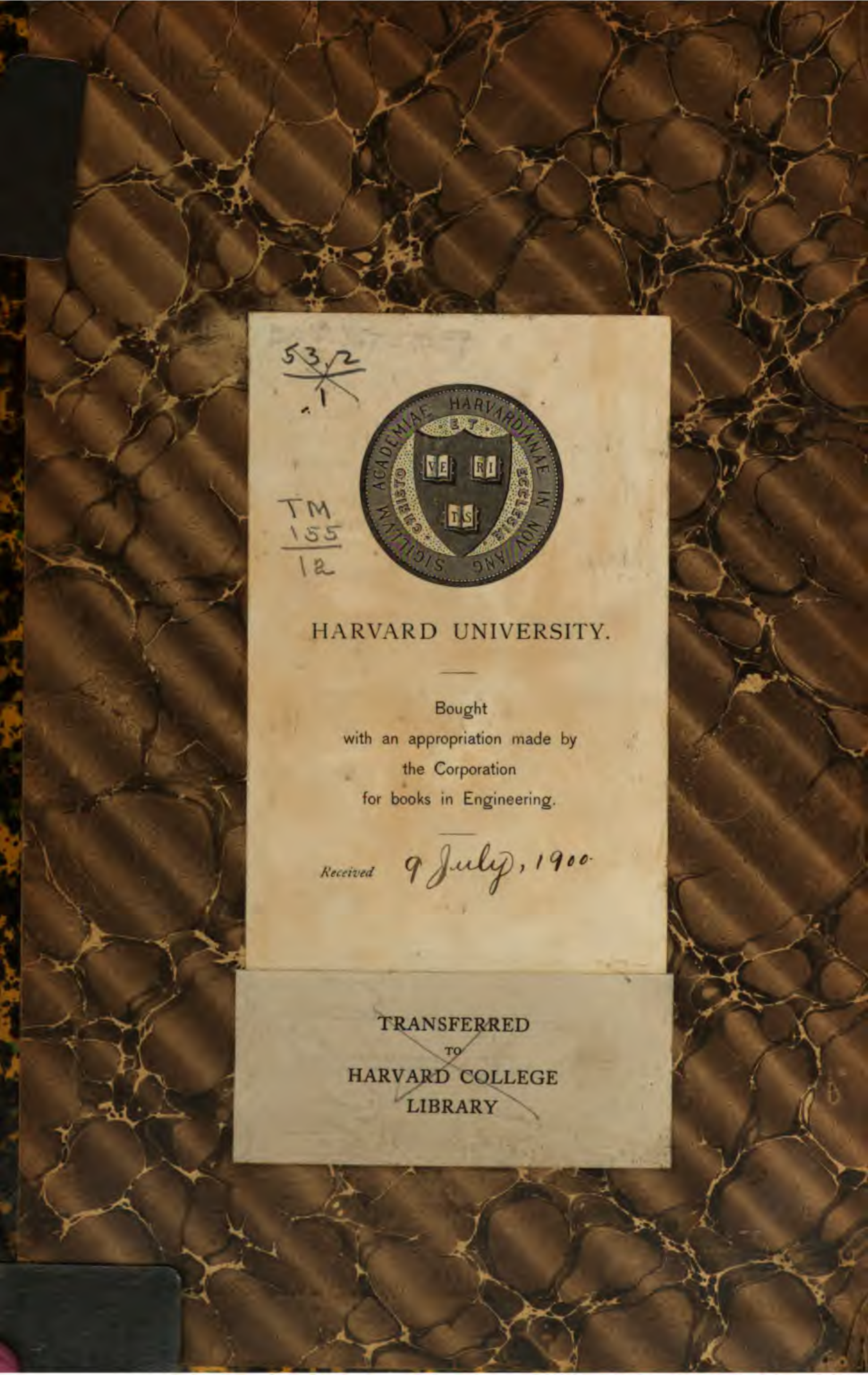




HN 6DYR Y
TM
A 155
42
HARVARD ENGINEERING SCHOOL


53/2
.1
TM
155
12
HARVARDINAE
VE RI TAS
ACADEMIAE
CHRISTO ET ECCLESIAE
IN NOV ANG
SIGILLUM



MACHINES MARINES

COURS DE MACHINES A VAPEUR

PROFESSÉ A L'ÉCOLE D'APPLICATION DU GÉNIE MARITIME

Courbevoie. — Imprimerie E. BERNARD et Cie, 14, rue de la Station,

Bureaux : 29, quai des Grands-Augustins. Paris.

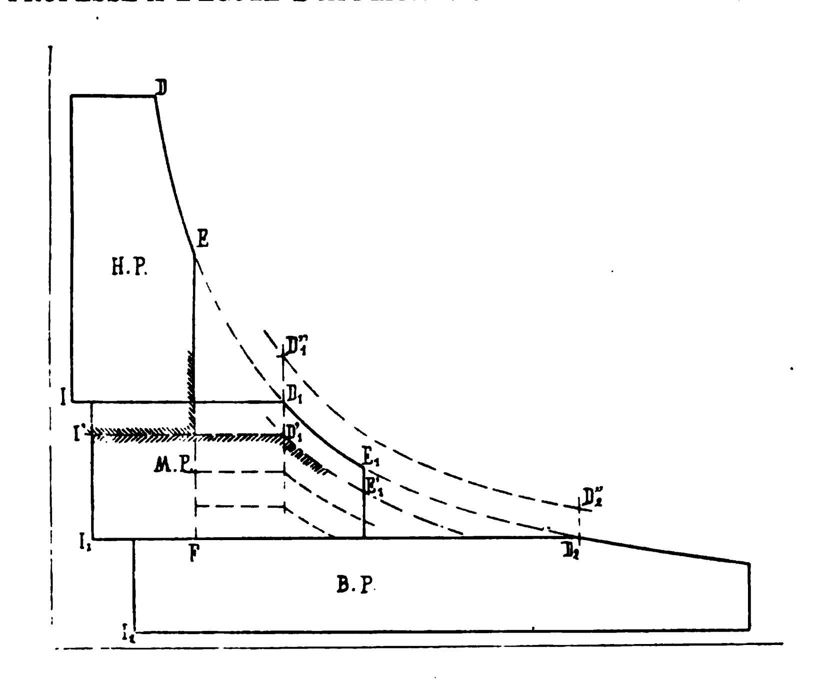
L.-E. BERTIN

DIRECTEUR DES CONSTRUCTIONS NAVALES

MACHINES MARINES

COURS DE MACHINES A VAPEUR

PROFESSÉ A L'ÉCOLE D'APPLICATION DU GÉNIE MARITIME



PARIS

E. BERNARD et Cie, IMPRIMEURS-EDITEURS

29, *Quai des Grands-Augustins*, 29

1899

PREMIÈRE PARTIE

DISTRIBUTION ET TRAVAIL

DE LA VAPEUR

CHAPITRE I

RAPPEL DES PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR D'EAU. PRINCIPES GÉNÉRAUX DU FONCTIONNEMENT DES MACHINES.

1. — *Production de travail dans les changements d'état de l'eau.* — Le principe des machines à vapeur repose sur le grand développement du volume de l'eau par la vaporisation et sur l'élévation de la pression atteinte à des températures modérées, volume et pression qui sont les deux facteurs du travail obtenu.

Les propriétés de l'eau, comme agent de puissance motrice, sont représentées sur la figure bien connue, formée par les lignes isothermiques, qui donnent, pour chaque température, la loi des pressions p en fonction des volumes v du kilogramme d'eau.

Chaque ligne isothermique, fig. 1, se compose de trois parties :

1° La branche très allongée et à courbure négligeable LA, très peu inclinée sur l'axe des ordonnées, qui représente la compressibilité de l'eau, laquelle augmente un peu avec t. Son coefficient angulaire est négatif. Son équation est :

$$(1) \qquad \frac{p - p_0}{v - v_0} = - \frac{1}{0,0000475 - 0,00000007\, t}$$

Son abscisse au point de vaporisation A, pour l'isothermique t, est

$$(2) \qquad \alpha A = V_t = 1,0001 - 0,000044\, t + 0,0000055\, t^2 - 0,000000007\, t^3,$$

résultante de la dilatation et de la compressibilité, dont les deux coefficients varient avec la température.

2° Un palier horizontal AD, représentant la vaporisation à pression et température constantes. Le passage de A en D se traduit par une

énorme augmentation de volume aux températures usuelles des machines. Le rapport de αD à αA, par exemple, est égal à $\frac{127,1}{1,155} = 110$ sur l'isothermique de 200°.

3° Une branche D*n* asymptotique à l'axe des abscisses, qui représente la détente de la vapeur d'eau à température constante et de plus en plus élevée, par conséquent, au-dessus de sa température de saturation. Cette branche, à mesure qu'on s'éloigne du point de saturation, se rapproche de plus en plus de la forme de l'hyperbole équilatère des gaz permanents. On la tracerait donc avec une exactitude suffisante, en supposant que l'on a partout :

$$p\,v = P_s\,V_s,$$

P_s et V_s représentant la pression et le volume du kilogramme de vapeur au point D.

Les diverses lignes isothermiques ne pouvant jamais se rencontrer, la longueur du palier AD diminue rapidement quand la pression s'élève. La courbe des points A et la courbe des points D doivent se couper en C, sur une certaine isothermique, à partir de laquelle le palier disparaît totalement. Il y a ainsi un état limite, observé pour certains corps, dans des expériences de laboratoire, où l'on cesse de distinguer la nature liquide ou gazeuse du fluide.

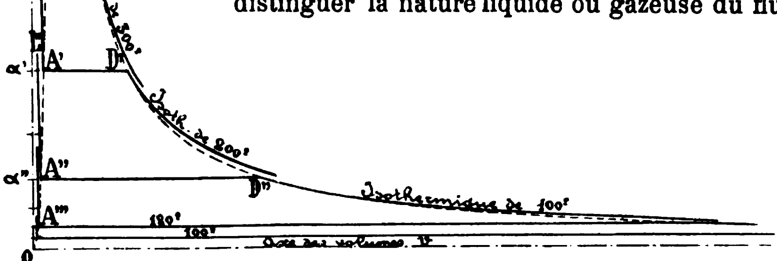


Fig. 1.

L'échelle des abscisses est cent fois plus grande, pour les branches A L, que pour les autres parties des courbes isothermiques.

Il va de soi que l'eau à l'état limite ne serait pas utilisable pour les machines ; elle ne pourrait être classée que parmi les explosifs. D'un autre côté, l'impossibilité de disposer de sources de refroidissement convenables, ne permet pas d'utiliser pratiquement les isothermiques au-dessous de 30° ou 40°, jusqu'à celle de — 273° C. ou du zéro absolu

des températures, qui correspond aux pressions nulles, quel que soit le volume, et qui forme ainsi l'axe des abscisses de la figure 1.

Il est impossible, sur la figure 1, de distinguer nettement les diverses isothermiques, malgré la grandeur de l'échelle des abscisses adoptée pour les branches A L. Pour avoir une figure claire, bornons-nous à un croquis (fig. 2) embrassant les deux isothermiques de 40° et de 200° entre lesquelles la vapeur évolue dans les machines marines. Pour l'isothermique de 40°, la pression P_{40} est de 0 kil. 075 et le volume V_{40} ou α'D' est de 18^{m^3},861, le volume α'A' étant 0,001. Pour l'isothermique de 200°, on a $P_{200} = 15$ kil. 895 et $V_{200} = 0^{m^3},12712$, le volume αA étant $0^{m^3},00116$.

Le volume α'D' étant 156 fois plus grand que α'D, le point D' sort de la figure, même dans un simple croquis, et l'isothermique de 40° est limitée à son palier.

L'eau qui occupe à la température de 200° le volume αA, augmente de volume, d'abord sous pression constante en se vaporisant de A en D, puis sous pression variable en se détendant à partir de D. La courbe de détente ne suit pas la ligne isothermique D*n*, mais bien une courbe située un peu plus bas DN, qui représente en principe la détente adiabatique et qui coupe A'D' en un certain point N. En fait, le volume du cylindre ou des cylindres, dans lesquels s'accomplissent les opérations précédentes, ne permet pas à la vapeur d'atteindre le volume α'N; le passage à l'isothermique inférieure s'opère toujours par une chute brusque de pression et de température EF; il en résulte une perte de travail représentée par le triangle EFN. Dans son mouvement de retour, le piston ne comprime point la vapeur, mais la chasse devant lui sous pression constante P_{40}; il l'envoie au condenseur où elle se liquéfie par refroidissement. Quand le kilogramme d'eau considéré a été ainsi réduit au volume α'A', la pompe alimentaire la ramène à la pression P_{200}, ce qui exige la dépense de travail relativement très faible, représentée par le trapèze αα'A'β à gauche de l'isothermique A'L'. Enfin le retour de l'eau de l'isothermique 40° à l'isothermique 200° se fait par le réchauffage, qui produit la petite dilatation βA. L'eau, reprenant ainsi en deux opérations le volume αA, refoule la vapeur qui occupait ce volume, de sorte que, dans la marche arrivée à un état permanent, le volume de vapeur travaillant est αD et non AD.

Le chapitre suivant sera consacré spécialement au calcul du travail de la vapeur, qui est représenté, pour un kilogramme d'eau, par l'aire αDEFα' sur la fig. 2. Le jeu du réchauffage et du refroidissement, c'est-à-dire du changement d'état de l'eau, est mis en évidence par la différence entre les deux surfaces αDEFα' et αβA'α'.

Les données numériques les plus importantes, pour le tracé des figu-

res telles que 1 ou 2, sont la pression P_s et le volume spécifique V_s de la vapeur saturée, aux diverses températures t des chaudières et des condenseurs; il convient d'y ajouter le poids spécifique δ_s, inverse de V_s et son rapport à la pression correspondante. Leurs valeurs sont fournies par des tableaux dont les plus complets ont été calculés par M. Zeuner, M. de Montchoisy et M. Deruyts.

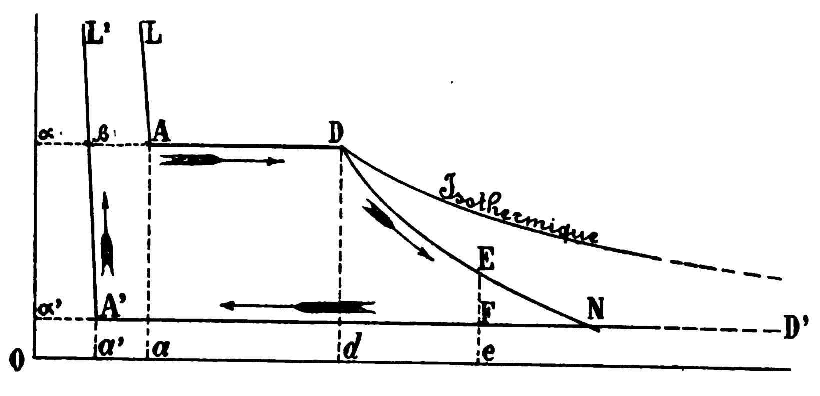


Fig. 2

L'extrait suivant suffit pour se rendre compte des conditions dans lesquelles fonctionnent actuellement les machines marines.

TABLEAU I (P_s pris pour variable)

t	P_s	V_s	$P_s\ V_s$	$1000\ \frac{d\ P_s}{d\ t}$	δ_s	$\frac{\delta_s}{P_s}$	Différence $\Delta\ \frac{\delta_s}{P_s}$
		mèt. cubes			kilogram.		
35°97	0k06	24,4480	1,467	3,31	0,0409	0,683	
41,30	0,08	18,6000	1,488	4,25	0,0538	0,672	0,0110
45,57	0,10	15,0470	1,505	5,15	0,0664	0,661	0,0080
49,17	0,12	12,6570	1,519	6,02	0,0790	0,658	0,0060
99,08	1,00	1,7053	1,705	36,00	0,5860	0,586	
119,56	2,00	0,8878	1,777	63,7	1,1250	0,563	0,0235
142,81	4,00	0,4625	1,850	111,7	2,4572	0,539	0,0232
157,94	6,00	0,3158	1,895	154,5	3,1558	0,526	0,0133
169,46	8,00	0,2408	1,926	193,9	4,1331	0,517	0,0094
178,89	10,00	0,1951	1,951	231,2	5,0958	0,510	0,0071
186,94	12,00	0,1643	1,972	266,5	6,0445	0,504	0,0058
193,99	14,00	0,1420	1,988	300,2	6,9847	0,499	0,0048
200,32	16,00	0,1251	2,002	332,6	7,9170	0,495	0,0041
206,07	18.00	0,1119	2,014	363,0	8,8410	0,491	0,0036
211,34	20,00	0,1013	2,026	392,0	9,7599	0,488	0,0031
216,23	22,00	0,0925	2,035	419,0	10,6735	0,485	0,0028
220,79	24,00	0,0852	2,045	445,0	11,5808	0,482	0,0026
225,08	26,00	0,0789	2,051	469,0	12,4828	0,480	0,0024
229,12	28,00	0,0735	2,058	495,0	13,3815	0,478	0,0022

TABLEAU I *bis* (*t* pris pour variable)

t	P_s	V_s	$P_s\,V_s$	$1000\dfrac{dP_s}{dt}$	δ_s	$\dfrac{\delta_s}{P_s}$	Différence $\Delta\dfrac{\delta_s}{P_s}$
		mèt. cubes			kilogram.		
0°	0k0063	211,30	1,331	0,447	0,0047	0,751	0,037
20	0,0236	59,33	1,400	1,459	0,0169	0,714	0,039
40	0,0746	19,86	1,481	3,989	0,0503	0,675	0,028
60	0,2020	7,65	1,546	9,392	0,1307	0,647	0,033
80	0,4820	3,38	1,631	19,566	0,2959	0,614	0,028
100	1,0330	1,65	1,705	36,956	0,6050	0,586	0,023
120	2,0278	0,88	1,777	64,356	1,1410	0,563	0,021
140	3,6953	0,50	1,860	104,740	2,0040	0,542	0,017
160	6,3250	0,30	1,901	161,010	3,3200	0,525	0,015
180	10,2611	0,19	1,955	235,720	5,2300	0,510	0,014
200	15,8939	0,13	2,033	330,890	7,8880	0,496	
220	23,6463	0,09	2,081	440,000			

La colonne des produits $P_s V_s$ fournit un moyen mnémonique très simple de connaître la valeur de V_s à diverses pressions ; ce produit peut être pris en effet, comme égal à 2, pour les pressions aux chaudières présentes ou prévues, puisque, entre 6 kilogrammes et 30 kilogrammes de pression, il varie seulement de 1,9 à 2,1.

La cinquième colonne montre avec quelle rapidité, l'augmentation des pressions en fonction de la température va en s'élevant, lorsque la température dépasse 10 kilogrammes.

La formule empirique qui sert à établir ces tableaux est celle de Biot, avec les coefficients de Regnault,

$$(3) \qquad \text{Log.}\,\frac{760\,P_s}{1,033} = 6,2640348 - b\,\alpha^{t+20} \quad c\,\beta^{t+20},$$

dans laquelle les constantes ont les valeurs suivantes :

$$\text{Log.}\,b = 0,1397743,$$
$$\text{Log.}\,c = 0,6924851,$$
$$\text{Log.}\,\alpha = \bar{1},9940493,$$
$$\text{Log.}\,\beta = \bar{1},9983439.$$

La formule (3) a été établie d'après des expériences poussées jusqu'à la température de 230°. Au-dessus de cette température, elle ne peut plus donner que des extrapolations très hasardées ; d'après sa forme, elle indiquerait l'existence d'un maximum égal à 2.500 kilogrammes,

dont la pression P_s tendrait à se rapprocher quand t croîtrait indéfiniment.

Deux remarques sont nécessaires au sujet des figures 1 et 2.

En premier lieu, la représentation graphique du travail pourrait faire attribuer une importance exagérée au choix du corps adopté comme fluide travaillant. Il importe donc de signaler de suite que le changement de volume $\alpha D - \alpha A$ est, pour chaque corps, proportionnel à la quantité de chaleur employée à le vaporiser, ainsi que nous le verrons ; le poids spécifique des diverses vapeurs se détermine même d'après ce principe. Par suite, toutes les vapeurs peuvent fournir le travail $ADda$, fig. 2, dans des conditions d'économie analogues, la courbe de détente variant légèrement de l'une à l'autre ; le choix à faire entre elles dépend surtout de la commodité d'emploi, ce qui assure la supériorité à la vapeur d'eau.

En second lieu, la vaporisation de l'eau a été supposée complète, ou, en d'autres termes, le titre de la vapeur a été supposé égal à un. En réalité, la vapeur des cylindres contient toujours une certaine quantité d'eau, 5 %, par exemple, si le titre est 0,95. Cette eau ne peut pas rester tout à fait inerte, elle modifie la forme de la courbe de détente par exemple en abandonnant un peu de vapeur, quand la température s'abaisse de Δt dans la détente *adiabatique*, comme nous le verrons page 12.

2. — *Dépense de chaleur dans les changements d'état de l'eau.* — La quantité totale de chaleur nécessaire pour transformer 1 kilogramme d'eau prise au zéro centigrade, en vapeur saturée à la température t est, d'après les expériences de Regnault :

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\, t. \tag{4}$$

Pour amener l'eau à la température t, en la laissant à l'état liquide mais prête à se vaporiser, il suffit de la quantité de chaleur

$$l = t + 0{,}00002\, t^2 + 0{,}0000003\, t^3. \tag{5}$$

La différence $\lambda - l$ représente la chaleur de vaporisation, ou chaleur latente,

$$r_s = 606{,}5 - 0{,}695\, t - 0{,}00002\, t^2 - 0{,}0000003\, t^3. \tag{6}$$

La chaleur latente diminue à mesure que t augmente. La température à laquelle elle s'annule est celle de l'état limite, marquée (fig. 1) par la disparition du palier sur la courbe isothermique. La formule (6) placerait cette température vers 700°, mais elle n'est évidemment pas applicable, en tant que formule empirique, dans des limites aussi étendues.

La vaporisation étant complète, si l'on continue à chauffer la vapeur en la laissant se dilater librement à la pression constante P_s, sa chaleur spécifique, mesurée par Regnault, est

$$C = 0{,}48.$$

Si la surchauffe de la vapeur est suffisante pour lui donner les propriétés des gaz permanents, on sait que C doit être constant, et que le rapport de C à la chaleur spécifique c à volume constant, doit être égal à 1,4, comme pour tous les gaz. En attribuant à C, dans ces conditions, la valeur ci-dessus, on trouve

$$c = 0{,}34.$$

La différence entre C et c, est due à la production de travail quand le volume augmente. Cette différence serait encore plus forte, et par suite la chaleur spécifique descendrait au-dessous de 0,34, si le volume diminuait quand la température augmente. Au contraire la chaleur spécifique deviendrait supérieure à 0,48, si le volume augmentait assez pour faire baisser la pression, quand la température s'élève. Enfin la chaleur spécifique passe par toutes les valeurs comprises entre 0,34 et 0,48, si l'on fait croître à la fois la pression et le volume avec la température, ou si on les fait diminuer tous trois ensemble.

On distingue quelquefois, dans la chaleur de vaporisation r, la portion transformée en travail, qui, dans la vapeur surchauffée, fait ainsi varier la chaleur spécifique. Ce travail a pour expression, d'après la figure 1,

$$P_s(\alpha D - \alpha A) \text{ ou } P_s(V_s - V_l);$$

il absorbe donc, dans la vaporisation, d'après le principe de Mayer,

$$(7) \qquad \frac{P_s(\alpha D - \alpha A)}{425} = \frac{P_s(V_s - V_l)}{425},$$

ou sensiblement $\frac{1}{425} P_s V_s$ calories ; c'est ce que l'on nomme *chaleur latente externe*. Le reste de la chaleur latente, qui est employé à transformer l'eau en lui donnant les propriétés élastiques de la vapeur, se nomme *chaleur latente interne*.

La division de la chaleur latente en deux parties offre peu d'intérêt; la chaleur latente totale figure seule dans les applications, et même dans la plupart des recherches théoriques.

Si maintenant nous considérons ce qui se passe dans la détente d'un kilogramme de vapeur partant de l'état de saturation caractérisé par V_s, P_s, t, quand le travail accompli a atteint une certaine valeur

$$\int_{V_s}^{v} p\,dv,$$

il faudrait, pour que la température fut restée constante et égale à t, que la vapeur ait reçu une certaine quantité de chaleur, qui serait pour un gaz,

$$\Delta q = \frac{1}{425} \int_{V_s}^{v} p\, dv. \tag{8}$$

Les parois des cylindres convenablement réchauffées peuvent fournir quelquefois une partie de cette quantité de chaleur; mais le plus souvent la vapeur, matière très mauvaise conductrice, se détend, non à température constante, mais à quantité de chaleur constante, c'est-à-dire *adiabatiquement*. Il se produit en chaque point un abaissement de température Δt, pouvant s'écrire sous la forme

$$\Delta t = \frac{\Delta q}{c},$$

en fonction de la chaleur spécifique spéciale, que définit cette équation. L'état de la vapeur est alors caractérisé par les valeurs de $v, p, t - \Delta t$, et la pression est moindre, à valeur égale de v, que sur la courbe de détente isothermique ainsi que nous l'avons indiqué (fig. 2) par la forme de la courbe D E N.

La loi de la détente à quantité de chaleur constante, ou *détente adiabatique*, dépend du titre de la vapeur, puisque l'eau contenue est une source de chaleur. Elle a été représentée, fig. 3, pour les trois titres 1,00, 0,90 et 0,80, d'après le tableau II déduit des calculs de M. Léon Pochet (1).

La température initiale t est supposée égale à 180° environ (178°, 886), ce qui correspond à $P_s = 10^k$ et $V_s = 0^{m^3},197$. Nous partons d'un volume initial de vapeur égal à l'unité, qui se détend jusqu'à occuper un volume vingt fois plus grand. Les pressions correspondant à chaque changement de volume sont portées en ordonnées.

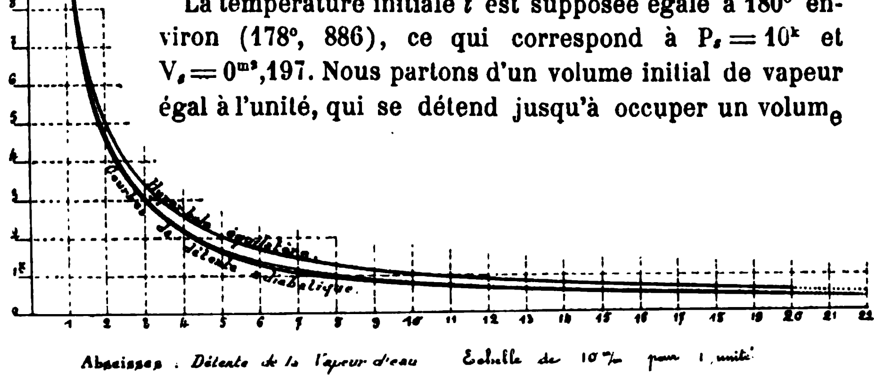


Fig. 3

1. Léon Pochet, *Mécanique industrielle*, tables.

La diminution plus grande de la pression, pendant la détente adiabatique de la vapeur d'eau, tient à une double cause; elle résulte directement de l'abaissement de la température Δt tel que nous l'avons calculé ; elle résulte aussi de la légère condensation partielle due à cet abaissement de température. La chaleur totale λ de la vapeur d'eau, telle qu'elle résulte du titre et des équations (5) et (6), ne diminue en effet, quand la température s'abaisse de Δt, que d'une quantité Δr inférieure à l'équivalent du travail dans la détente qui correspond au refroidissement Δt. De là, condensation et abaissement continu du titre pendant la détente adiabatique.

Les tables, calculées par M. Léon Pochet, donnent les valeurs successives du titre pendant la détente adiabatique, en même temps que les valeurs successives du poids spécifique de la vapeur; nous en avons déduit la pression P_s inscrite dans le tableau II.

TABLEAU II

VOLUME v	PRESSION p			
	Courbes adiabatiques, aux titres			Hyperbole équilatère
	1,00	0 90	0,80	
1	10k00	10k00	10k00	10k00
2	4,65	4,74	4,83	5,00
3	2,95	3,01	3,07	3,33
4	2,10	2,15	2,20	2,50
5	1,61	1,66	1,71	2,00
6	1,27	1,32	1,37	1,67
7	1,05	1,10	1,15	1,43
8	0,92	0,96	1,00	1,25
9	0,82	0,85	0,88	1,11
10	0,74	0,76	0,78	1,00
11	0,66	0,68	0,70	0,91
12	0,61	0,63	0,65	0,83
13	0,57	0,59	0,61	0,77
14	0,54	0,55	0,57	0,71
15	0,51	0,52	0,54	0,67
16	0,48	0,49	0,51	0,63
17	0,46	0,47	0,48	0,59
18	0,43	0,44	0,45	0,56
19	0,41	0,42	0,43	0,53
20	0,39	0,40	0,41	0,50

La détente produisant une condensation partielle de la vapeur d'eau, réciproquement la compression produit une surchauffe sur la vapeur sèche.

Certaines vapeurs se comportent, à cet égard, d'une manière inverse à la vapeur d'eau; elles se surchauffent par la détente adiabatique, et

se condensent partiellement par la compression. Tel est en particulier le cas pour la vapeur d'éther, dont la chaleur latente a pour expression.

(9) $$r = 94 - 0{,}07901\, t - 0{,}0008514\, t^2.$$

En raison de la valeur élevée des coefficients négatifs de t et t^2, un abaissement Δt dans la température de saturation rend disponible une quantité de chaleur Δr, plus qu'équivalente au travail de la détente pendant le passage de l'état t à l'état $t - \Delta t$.

3. — *Cycle et diagramme du travail développé.* — L'effet utile d'un appareil à vapeur se mesure, soit par la quantité de travail provenant de la transformation de la chaleur, soit par la quantité de chaleur consommée par sa transformation en travail, ces deux quantités étant équivalentes.

La mesure précédente ayant été faite, le degré de perfection ou *rendement spécifique* de l'appareil s'apprécie souvent par comparaison avec la plus simple des machines théoriquement parfaites, c'est-à-dire avec celle qui réaliserait le cycle Carnot.

Si l'on se propose d'abord de représenter le travail, en prenant pour coordonnées la pression et le volume, et en choisissant pour axes, comme sur la fig. 1, l'horizontale de pression nulle et la verticale de volume nul, le cycle de Carnot, pour le travail d'un kilogramme de vapeur, se présente de la manière suivante, quand on lui attribue l'état physique invariable d'un gaz permanent :

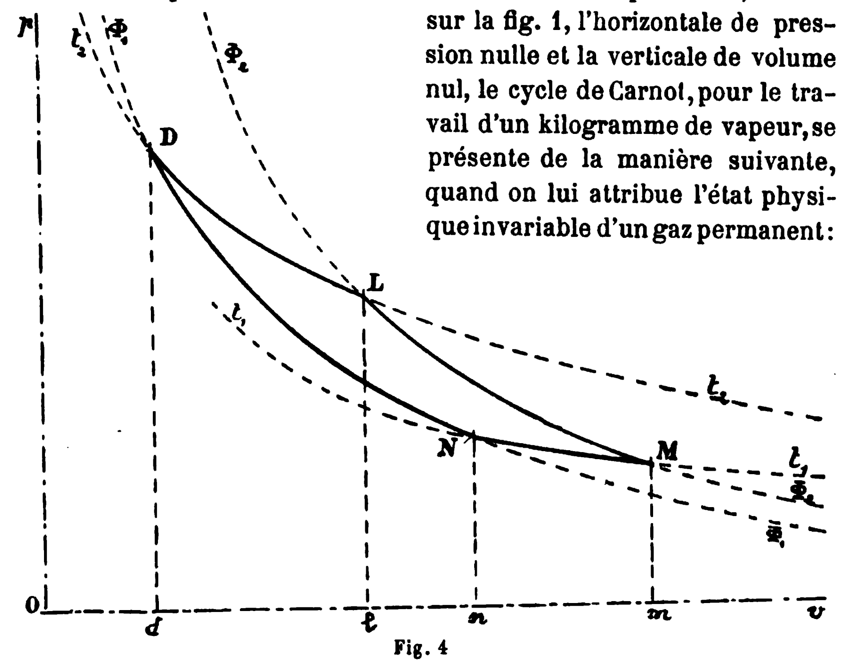


Fig. 4

Le gaz est pris en D à sa température la plus élevée t_2 à sa plus haute pression Dd et à son moindre volume Od. L'opération comprend quatre

phases sur les deux isothermiques t_2, t_1 et les deux adiabatiques Φ_2, Φ_1 : 1° détente D L à température constante t_2, pendant laquelle la vapeur absorbe toute la chaleur Q_2 que doit lui fournir la source chaude ; 2° détente adiabatique L M entre les deux températures t_2 et t_1, du corps réchauffant et du corps refroidissant ; 3° compression isothermique M N à la température t_1, pendant laquelle le gaz, verse à la source froide une quantité de chaleur équivalente au travail négatif qu'elle exécute ; 4° compression adiabatique N D remenant le gaz, de la température t_1 à la température t_2. Avec la vapeur, on aurait une pression constante, une condensation partielle et une diminution correspondante de volume, à partir du point de la ligne M N, où passe l'isothermique de la température de saturation.

Le travail positif total est DLM; le travail négatif est DNM*md*; le travail résultant est l'aire DLMN. La figure montre ainsi que, dans une machine même parfaite, agissant sur un fluide permanent, il n'est possible de réaliser un travail DLMN qu'à la condition d'abandonner à la source froide une certaine quantité de chaleur, équivalente au travail

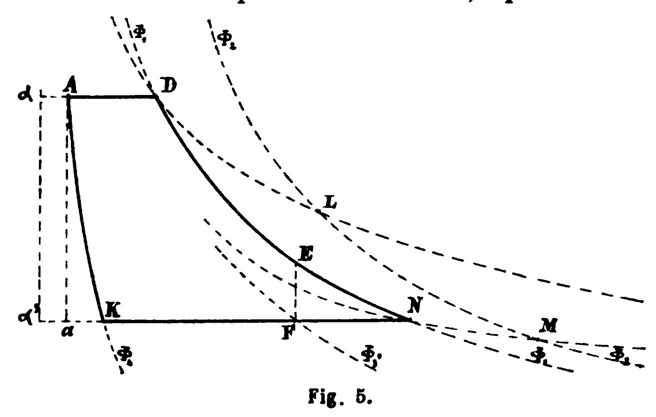


Fig. 5.

MN*nm*, et d'autant plus importante que l'isothermique inférieure t_1 est située plus haut au-dessus de l'axe des pressions nulles. Nous verrons plus clairement dans le numéro qui suit, le rapport entre la quantité de chaleur totale dépensée et celle transformée en travail.

Le cycle de Carnot ne tient pas compte des nécessités de la construction, et en particulier de la limite étroite, imposée au volume maximum du kilogramme de vapeur d'eau, par la fraction du volume des cylindres à vapeur qui peut lui être consacrée. Il permettrait de tirer du kilogramme de vapeur, en une seule évolution, un travail indéfini, puisque rien n'empêche de reculer indéfiniment l'adiabatique Φ_2 Φ_2 vers la droite de la figure. La dépense de chaleur croîtrait d'ailleurs avec la production de travail, et dans la même proportion.

Le diagramme du travail d'un kilogramme de vapeur dans une machine véritable, dont la figure 2 a déjà indiqué la forme et l'étendue, et que nous pouvons définir avec un peu plus de précision, fig. 5, en attendant son étude ultérieure dans le chapitre II, a une surface déterminée. Il est entièrement situé sur la gauche du cycle dans la figure générale des transformations de l'eau, si, pour donner plus de clarté à la figure, nous prenons D pour point de départ et de retour des évolutions du fluide parfait dans le cycle auquel nous comparons le diagramme; cette disposition, contraire à l'usage, revient à supposer que le gaz, avant d'entrer dans son cycle, aurait à subir une vaporisation, comme l'eau avant de fournir son diagramme. Le diagramme n'a de commun avec le cycle qu'un seul côté, celui de sa détente adiabatique DE, et encore, faut-il, pour cela, que la détente se fasse adiabatiquement. Limité en haut par l'horizontale AD qui passe par le point D de pression maximum p_2, il est également limité en bas par une horizontale a N, laquelle correspond à la pression p_1 de saturation de l'eau à la température t_1. En effet, tandis que, sur le cycle, la détente peut être utilement poussée jusqu'à l'infini, elle ne donnerait dans un cylindre qu'un travail purement négatif, au delà du point N.

Le diagramme diffère aussi du cycle en ce qu'il représente, non pas les pressions successives d'un poids constant de vapeur occupant des volumes variables, mais les pressions successives de la vapeur en poids variable occupant les volumes déterminés géométriquement par le mouvement du piston. De A en D le poids de vapeur travaillant croît comme les abscisses. De D en N, pendant la détente supposée prolongée jusqu'en N, ce poids est constant. De N en a le poids de vapeur diminue comme les abscisses, par une évacuation au condenseur commandée par la course du piston et suivie de liquéfaction. Généralement, l'évacuation s'arrête sur Na, en un certain point K, où commence pour la vapeur restante une compression, que nous supposerons ici suffisante pour ramener la pression en A et annuler ainsi l'effet de l'espace mort αA. Le diagramme est donc compris entre deux isothermiques AD et NK, et deux adiabatiques DN, KA, dont la seconde s'applique à une fraction du poids de vapeur et de la quantité de chaleur, représentée par le rapport de αK à αN ou approximativement de aK à aN.

Tel est le diagramme de la machine idéale, dont le travail par kilogramme de vapeur est représenté par son aire ADNK. Une machine réelle ne réalise pas tout à fait ce travail, parce que l'évacuation commence quelque part en E, à l'extrémité de la course du piston; l'échappement brusque de toute la vapeur FN, fait perdre le travail ENF, comme il a été dit page 6. De plus la courbe de compression adiaba-

tique Φ_4, partant du point K où cesse l'évacuation, ne passe pas exactement par le point A. Ce sont là de simples imperfections de détail, dont il n'y a pas lieu de tenir compte ici.

La *dépense* de chaleur, pour produire le travail du diagramme, est très approximativement donnée par la formule (4). C'est la chaleur nécessaire au kilogramme d'eau pris à la température d'alimentation, pour sa transformation dans la chaudière en vapeur à la température t_2, car le travail de la pompe alimentaire et la consommation de calories correspondante sont négligeables dans la pratique.

La comparaison entre la production de travail et la dépense de vapeur sur le cycle et sur le diagramme pourrait à la rigueur se faire à l'aide de la figure des pressions et des volumes. Elle se fait d'elle-même, dans les conditions théoriques où nous nous plaçons, par la construction du cycle et du diagramme des quantités de chaleur.

4. — *Cycle et diagramme de la chaleur consommée.* — De même que le travail F est représenté par l'aire des cycles et des diagrammes représentant les états successifs de la vapeur avec les deux coordonnées p et v, parce qu'on a :

$$d\,F = p\,d\,v, \quad \text{ou} \quad d\,v = \frac{d\,F}{p},$$

de même la quantité de chaleur q est représentée par des aires analogues, si l'on choisit les coordonnées T et Φ, telles que l'on ait

$$d\,q = T\,d\,\Phi, \quad \text{ou } d\,\Phi = \frac{d\,q}{T}.$$

Dans ces nouvelles coordonnées, T est la température absolue comptée à partir du zéro absolu de — 273° centig., comme p est la pression au-dessus du vide absolu; Φ est la fonction de la quantité de chaleur et de la température, définie précisément par l'équation

$$\Phi = \int \frac{d\,q}{T} : \tag{10}$$

la fonction Φ a reçu de Clausius le nom d'*entropie*.

L'entropie est une fonction bien déterminée, présentant une seule valeur pour chaque état particulier de l'eau et de la vapeur. Elle est, en effet, une fonction définie des deux variables q et T, qui suffisent à déterminer un état du fluide, puisque, sur la courbe adiabatique de la quantité de chaleur q, il n'y a qu'un point à la température T.

L'entropie est toujours une intégrale définie entre deux températures t_1 et t_2,

$$\int_{t_1}^{t} \frac{d\,q}{T}.$$

Ces températures sont toutes deux supérieures à — 273°, car les lois du refroidissement n'ont pas été étudiées jusqu'à — 273°.

Pour l'eau, on calcule l'entropie à partir du zéro centigrade, ce qui est plus que suffisant dans l'application aux machines.

Quand on élève l'eau, de zéro, à la température de saturation t, l'entropie acquise se calcule en remplaçant dq par sa valeur $d\,l$ tirée de l'équation (5) différentiée,

$$\text{(11)} \qquad \Phi_l = \int_0^t \frac{(1 + 0{,}00004\,t + 0{,}0000009\,t^2)\,dt}{\mathrm{T}},$$

et en faisant l'intégration, dt étant égal à $d\mathrm{T}$.

Pour faire ensuite passer le kilogramme d'eau tout entier à l'état de vapeur, T restant constant, l'augmentation d'entropie est simplement, d'après l'équation (6),

$$\text{(12)} \qquad \Phi_r = \frac{r}{\mathrm{T}} = \frac{606{,}5 - 0\,695\,t - 0{,}00002\,t^2 - 0{,}0000003\,t^3}{\mathrm{T}}.$$

L'entropie totale de la vapeur saturée est

$$\text{(13)} \qquad \Phi_\lambda = \Phi_l + \Phi_r;$$

si la vapeur était au titre x, ce serait

$$\text{(14)} \qquad \Phi_l + x\,\Phi_r.$$

Le tableau suivant donne les valeurs toutes calculées, des entropies correspondantes aux pressions de vapeur saturée déjà considérées plus haut.

TABLEAU III

t	Φ_l	$\Phi_r = \frac{r}{273 + t}$	$\Phi_\lambda = \Phi_l + \Phi_r$
35°970	0,1240	1,8828	2,0068
41,296	0,1411	1,8391	1,9802
45,573	0,1547	1,8050	1,9597
49,172	0,1660	1,7770	1,9430
99,078	0,3112	1,4441	1,7553
119,560	0,3656	1,3318	1,6974
142,808	0,4244	1,2171	1,6415
157,943	0,4611	1,1491	1,6102
169,459	0,4883	1,1003	1,5886
178,886	0,5100	1,0623	1,5723
186,935	0,5284	1,0314	1,5598
193,998	0,5443	1,0042	1,5485
200,322	0,5583	0,9808	1,5391
206,067	0,5708	0,9596	1,5304
211,341	0,5822	0,9416	1,5238
216,225	0,5927	0,9255	1,5182
220,787	0,6027	0,9103	1,5130
225,076	0,6119	0,8961	1,5080
229,119	0,6206	0,8828	1,5034

A ce tableau, j'ajouterai le suivant, qui serait commode pour tracer une série de courbes Φ, T, analogues aux courbes p, v de la figure 1.

TABLEAU III *bis*.

t	Φ_l	$\Phi_r = \frac{r}{273 + t_s}$	$\Phi_\lambda = \Phi_l + \Phi_r$
0°	0,0000	2,2228	2,2228
20	0,0708	2,0235	2,0943
40	0,1371	1,8496	1,9867
60	0,1992	1,6963	1,8955
80	0,2580	1,5605	1,8185
100	0,3137	1,4389	1,7526
120	0,3668	1,3295	1,6963
140	0,4174	1,2305	1,6479
160	0,4660	1,1402	1,6062
180	0,5126	1,0580	1,5706
200	0,5576	0,9819	1,5395
220	0,6009	0,9129	1,5138

Si l'eau complètement vaporisée continue à recevoir de la chaleur, ce qui lui permet, par exemple, de se dilater à température constante, son entropie totale continue à s'accroître conformément à la formule (10). Les valeurs de dq, à température constante, sont données par l'équation (8), puisque la surchauffe communique à la vapeur les propriétés des gaz. On a ainsi, pour cette nouvelle phase :

$$d\,\Phi = \frac{1}{425}\,\frac{p\,dv}{T},$$

ce qui donne alors un troisième terme de l'entropie,

$$\Phi_v = \frac{1}{425}\int\frac{p\,dv}{T}, \tag{15}$$

s'ajoutant à Φ_l et à Φ_r et pouvant croître indéfiniment.

Pour tracer les courbes représentant les valeurs de l'entropie et de la température variant en fonction l'une de l'autre, soit dans des cycles, soit dans des diagrammes, il est d'usage de choisir les entropies comme abscisses. La surface comprise entre deux ordonnées infiniment voisines est ainsi :

$$T\,d\Phi = T\,\frac{dq}{T} = dq. \tag{16}$$

Entre des ordonnées situées à des distances finies, la surface est,

$$\int_{T_1}^{T_2} T\,d\,\Phi = q_2 - q_1, \tag{17}$$

positive quand on marche vers la droite, puisque $d\Phi$ est alors positif, négative quand on marche vers la gauche.

Si la courbe se ferme comme sur la figure 6, à la fin d'une évolution accomplie dans le sens de la flèche, la quantité de chaleur versée à la vapeur, pendant l'aller de M en M', est supérieure à la quantité enlevée pendant le retour de M' en M, d'une portion égale à l'aire de la courbe fermée. La quantité de chaleur contenue étant d'ailleurs redevenue la même, puisque la vapeur a repris en M son état primitif, l'évolution complète a fait disparaître la quantité de chaleur reçue, représentée par l'aire de la courbe, qui a été transformée en travail.

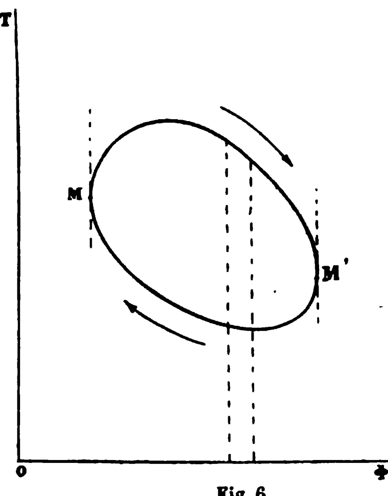


Fig. 6

Les caractères particuliers des courbes Φ,T, cycles ou diagrammes, fermés ou non, sont les suivants :

1° Toute évolution isothermique est représentée par une droite DL parallèle à l'axe de abscisses, et toute évolution adiabatique par une droite LM parallèle à l'axe des ordonnées ;

2° Il résulte de là, que le cycle de Carnot est représenté par un rectangle (fig. 7), figure dont la surface est infiniment plus facile à reconnaître et mesurer, que celle du quadrilatère curviligne à angles très aigus de la figure 4.

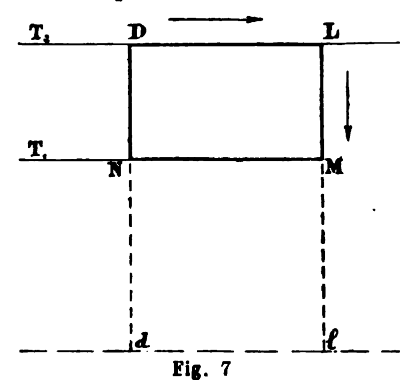


Fig. 7

3° Les courbes isothermiques et les courbes adiabatiques, si difficiles à distinguer les unes des autres sur les figures 4 et 5, des p, v, quand elles s'appliquent au même poids de vapeur, se distinguent nettement, puisqu'elles se coupent toujours à angle droit, sur les courbes Φ, T.

4° Les évolutions de la vapeur à basse température, qui sont imperceptibles sur la figure 1 des courbes p, v, à cause de l'échelle des pressions, indispensable pour faire entrer dans la figure les pressions à haute température, se représentent, au contraire, sur les courbes Φ, T, aussi clairement que les courbes à haute température.

Les courbes Φ, T se trouvent ainsi particulièrement désignées pour l'étude de la portion des diagrammes des machines concernant l'évacuation au condenseur.

5° Toute la série des évolutions isothermiques du kilogramme d'eau, à très haute comme à très basse température, peut aisément se réunir sur une seule épure, puisqu'on n'a pas, comme dans les courbes p, v, à compter sur l'énorme accroissement des pressions en fonction des températures.

L'épure des courbes en Φ, T y est représentée (fig. 8), entre les tempé-

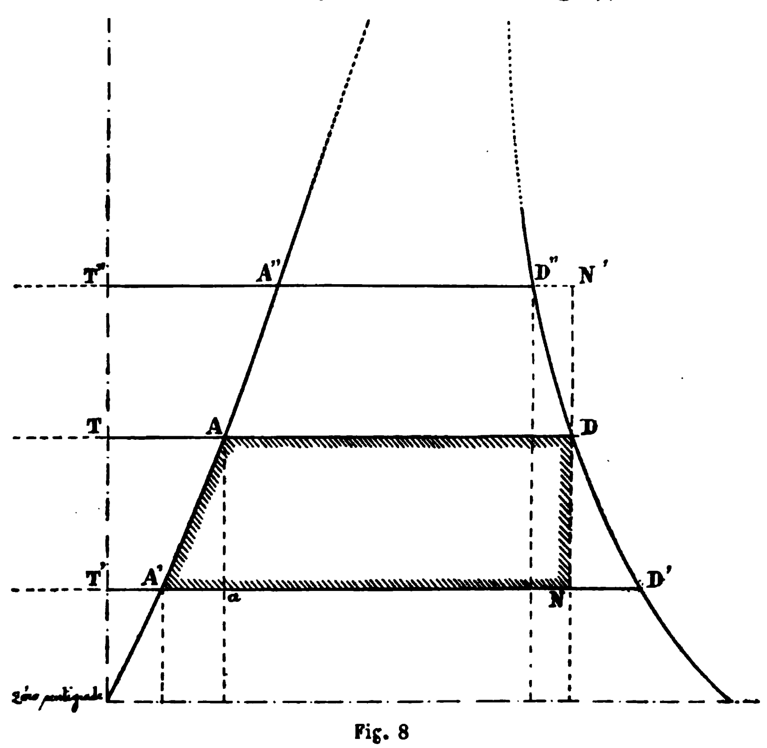


Fig. 8

ratures 0 et 230° centigrades. Les isothermiques y sont de simples droites équidistantes les unes des autres. Leur partie la plus intéressante, correspondant au palier AD de la figure 1, est la portion centrale de chaque droite, comprise entre les deux abscisses Φ_l pour le point A, et Φ_λ pour le point D. La branche infinie LA (fig. 1), correspondant à la compression de l'eau, est représentée par la portion TA de la droite, située à gauche de A. La branche correspondant à la détente isothermique de la vapeur est le prolongement de AD à la droite de D.

6° Dans la figure 8, la série des points A et D sur les diverses isothermiques forme, comme sur la figure 1, deux courbes, dont les prolonge-

ments iraient se couper au point critique correspondant au changement d'état limite, si l'étude était poussée jusqu'à la température où se produit le changement d'état.

Si l'on considérait les entropies de la vapeur non saturée, on aurait, pour chaque titre x, une courbe particulière des points D comprise entre A et D, et toutes ces courbes iraient converger au point critique. Dans le voisinage de la courbe A'A ou Φ_l, il est à remarquer que ces diverses courbes D D' sont inclinées vers la droite.

7° Si, partant du point D, représentant l'état de la vapeur saturée à la température absolue T, on trace une verticale, qui représente, en dessous la détente adiabatique avec abaissement de température, en dessus la compression adiabatique avec élévation de température, on voit très clairement les propriétés de la vapeur d'eau.

Pendant la détente adiabatique, l'entropie constante est insuffisante pour maintenir toute l'eau à l'état de vapeur. Quand la température est descendue à T', il manque une entropie égale à ND' ou une quantité de chaleur égale à l'aire rectangulaire comprise entre N D' et l'horizontale du zéro absolu. Il se produit par suite une condensation égale à ND', et le titre de la vapeur passe, de l'unité, à la fraction $\frac{A'N}{A'D'}$.

Au contraire la compression adiabatique rend libre une quantité de chaleur qui, à la température T'', est égale à l'aire rectangulaire comprise entre N'D'' et l'horizontale du zéro absolu.

8° Le sens de l'inclinaison do la ligne de saturation D, par rapport à la verticale, varie avec les corps. Pour la vapeur d'éther, la ligne D est inclinée vers la droite, ce qui correspond à la surchauffe pendant la détente et à la condensation partielle pendant la compression ; les deux courbes A et D n'en convergent pas moins vers le haut de la figure.

Ces dernières remarques, appliquées à la vapeur d'eau non saturée, montrent qu'il existe un titre x_1, restant constant pendant la détente et la compression. Au-dessous de ce titre, il y a réévaporation pendant la détente, et condensation pendant la compression.

Si la courbe de saturation DD'D'' de l'eau reste toujours inclinée vers la gauche, quand la température s'élève, et tend ainsi à se rapprocher d'une asymptote verticale, on peut placer, vers 500° centigrades, le point critique C, où cette courbe coupe la ligne d'échauffement AA' très sensiblement rectiligne aux hautes températures.

Après avoir ainsi étudié les propriétés des différentes lignes sur la figure de entropies, nous conclurons par la plus importante, en remarquant que la figure fermée ADNA' représente, en coordonnées Φ, T, le diagramme d'une machine à vapeur parfaite, où la détente adiabatique

serait poussée jusqu'à la température du condenseur, et où il n'y aurait ni espaces morts, ni étranglements ou fuites quelconques, etc., produisant des pertes de chaleur.

5. — *Utilisation comparée de la chaleur d'après les entropies, dans le cycle de Carnot et le diagramme des machines.* — Reprenons le cycle de Carnot représenté figure 7, dans le système Φ, T ; l'aire de la surface DLMN exprimant la chaleur transformée en travail est,

$$(\Phi_2 - \Phi_1)\ (T_2 - T_1). \tag{18}$$

Or, la quantité de chaleur empruntée à la source de chaleur à la température T_2, pour l'augmentation d'entropie $\Phi_2 - \Phi_1$, est égale à l'aire dDLl, c'est-à-dire à

$$(\Phi_2 - \Phi_1)\ T_2\,. \tag{19}$$

La chaleur dNMl, restituée à la source froide, a été empruntée en pure perte à la source chaude, au point de vue de la production du travail mécanique.

Une machine fonctionnant suivant le cycle de Carnot n'utilise donc, de la chaleur totale dépensée, qu'une fraction U donnée par la relation,

$$U = \frac{T_2 - T_1}{T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2}. \tag{20}$$

En appelant T_a et T_c la température de la chaudière (admission) et celle du condenseur, l'expression de U s'écrit

$$U = 1 - \frac{T_c}{T_a}. \tag{20}$$

Si la source froide est un condenseur à la température absolue de 313° (40° C.) et si la source chaude est une chaudière dont la température T_a varie de 373° à 513° (100° à 240° centigrades), l'utilisation U de la chaleur présente les valeurs suivantes :

Tableau IV

t_a centig.	U	t_a centig.	U
100	0,161	180	0,309
120	0,204	200	0,338
140	0,242	220	0,365
160	0,277	240	0,390

En partant du postulatum de Clausius, on démontre que l'utilisation de la chaleur U, exprimée par l'équation (20), ne peut être dépassée par aucune machine thermique, quel que soit le cycle réalisé et quel que soit le fluide employé.

On peut également accepter l'équation (20) comme étant elle-même le postulatum nécessaire, et la considérer comme le second principe de la thermodynamique, le principe de Carnot, à joindre à celui de Mayer, ces deux principes se confirmant par les vérifications expérimentales. On fait alors, de la quantité de chaleur,

(19) $$(\Phi_2 - \Phi_1)\, T_2,$$

une sorte de potentiel calorifique, où T_2 joue le rôle de la hauteur H_2 dans le potentiel de la gravité PH_2. De même que l'on n'utilise que la fraction du travail potentiel

$$P\,(H_2 - H_1) = P\,H_2\left(1 - \frac{H_1}{H_2}\right),$$

dans une chute H_2—H_1, de même on n'utilise que la fraction (20) du potentiel calorifique $(\Phi_2 - \Phi_1)\, T_2$, dans la chute de température T_2—T_1.

Le cycle de Carnot fournit ainsi l'étalon pour juger de la valeur économique d'un système de machines à feu quelconque.

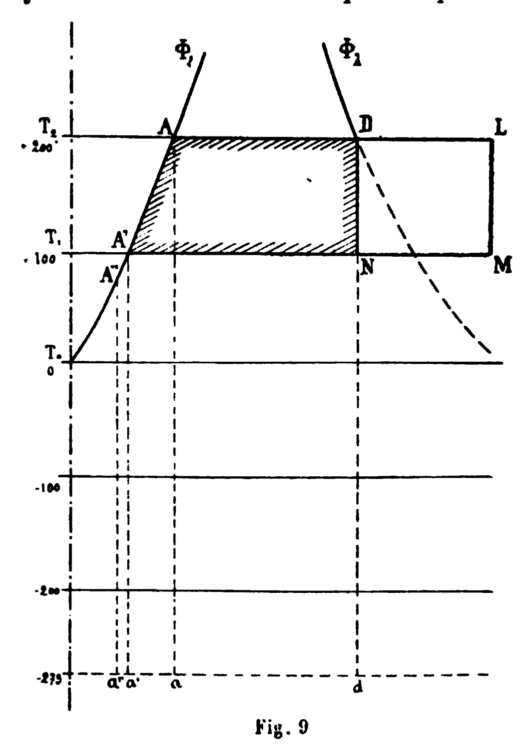


Fig. 9

Si nous considérons maintenant le diagramme de la machine à vapeur parfaite, à détente totale et sans espaces morts (fig. 9), nous trouvons que la chaleur transformée en travail est l'aire ADNA'.

La chaleur empruntée à la source chaude est l'aire a'A'ADd, si nous admettons qu'il n'y ait eu aucun refroidissement de l'eau, entre le condenseur et la pompe alimentaire. Il faudrait ajouter a''A''A'a', en cas de refroidissement.

Le rapport de l'aire ADNA' à l'aire a'A'ADd représente l'utilisation de la chaleur dans la machine à vapeur parfaite.

Si nous gardons les notations T_a, T_c, l'aire S du trapèze curviligne ADNA' se compose d'une partie rectangulaire (fig. 10),

$$AD \times AP = \frac{r}{T_a}(T_a - T_c),$$

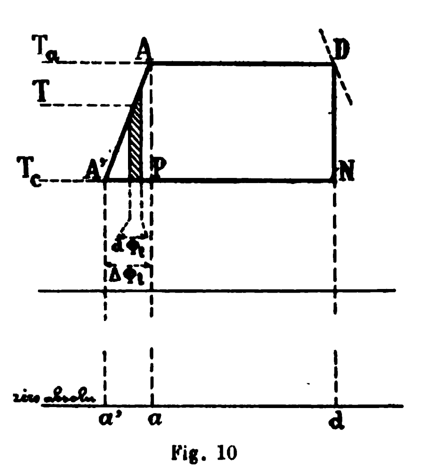


Fig. 10

et d'un triangle curviligne APA',

$$(21) \qquad \int_{T_c}^{T_a} (T - T_c)\, d\Phi_l = \int_{T_c}^{T_a} (T - T_c)\, l\, \frac{dT}{T},$$

l étant la chaleur spécifique de l'eau, qui augmente avec la température, page 9, équation (5).

Nous avons donc

$$(22) \qquad S = \frac{r}{T_a}(T_a - T_c) + \int_{T_c}^{T_a} (T - T_c)\, l\, \frac{dT}{T}.$$

Cette expression exacte de l'aire du diagramme entropique, ou de la quantité de chaleur transformée en travail, a servi de point de départ pour des travaux importants; mais son emploi conduit à des calculs laborieux. Elle se simplifie, quand on remplace l par la constante 1, en négligeant ses termes en t^2, t^3; l'aire du triangle curviligne APA' prend en effet une forme algébrique simple,

$$(23) \qquad \int_{T_c}^{T_a} (T - T_c)\frac{dT}{T} = T_a - T_c - T_c \text{ log. nep. } \frac{T_a}{T_c},$$

la courbe Φ_l devenant une courbe logarithmique.

L'aire du diagramme entropique, S, reçoit ainsi l'expression approximative,

$$(24) \qquad S_1 = \left(\frac{r}{T_a} + 1\right) (T_a - T_c) - T_c \text{ log. nep. } \frac{T_a}{T_c},$$

qui se nomme quelquefois aire du cycle de Rankine.

Dans l'hypothèse de l constant et égal à un, l'aire du trapèze $a'A'A\,a$, qui représente la chaleur d'échauffement, a pour valeur $T_a - T_c$; comme l'aire du rectangle $a\,A\,D\,d$, chaleur de vaporisation, est égale à r, la quantité de chaleur totale fournie par la chaudière est simplement,

$$(25) \qquad \text{Aire } a'A'A\,D\,d = r + T_a - T_c.$$

Le rapport U_1, exprimant l'utilisation de la chaleur dans la machine parfaite, est ainsi donné par la formule,

$$(26) \qquad U_1 = \frac{\left(\frac{r}{T_a} + 1\right) (T_a - T_c) - T_c \text{ log. nep. } \frac{T_a}{T_c}}{r + T_a - T_c};$$

dans cette formule le numérateur et le dénominateur sont l'un et l'autre approximatifs ; les deux petites erreurs croissent, à mesure que la température s'élève, la courbe substituée à A A' A" s'écartant de plus en plus de la courbe des Φ_l véritables.

On obtient aussi une expression algébrique calculable de U_1, en conservant aux deux points A A' leur position exacte, et remplaçant la courbe A A', par la droite A A' qui s'en écarte très peu. Cela revient à supposer l proportionnel à T dans les limites de la figure, et à donner à $\Delta \Phi_l$, l'expression,

$$(27) \qquad \Delta \Phi_l = 2l \frac{T_a - T_c}{T_a + T_c},$$

au lieu d'une expression logarithmique. L'équation (27) permettrait de calculer facilement les valeurs légèrement variables de Φ_l dans l'hypothèse considérée.

La valeur de S devient, dans ces conditions,

$$(28) \qquad S_2 = \left(AD + \frac{1}{2}\,A'P\right) \times A\,P = \left(\frac{r}{T_a} + \frac{1}{2}\Delta\Phi_l\right) (T_a + T_c);$$

la quantité de chaleur totale prise à la chaudière est

$$a'A'A\,D\,d = \left(A\,D + \frac{1}{2}\,A'P\right) \times A\,a + \frac{1}{2}\,A'P \times A'a',$$

$$(29) \qquad a'A'A\,Dd = \frac{r}{T_a} + \frac{1}{2}\,\Delta\,\Phi_l + \frac{1}{2}\,T_c\,\Delta\,\Phi_l.$$

La valeur de U_1 est ainsi,

$$(30)\qquad U_1 = 1 - \frac{T_c}{T_a}\,\frac{\frac{r}{T_a} + \Delta\Phi_l}{\frac{r}{T_a} + \frac{1}{2}\Delta\Phi_l\left(1 + \frac{T_c}{T_a}\right)}.$$

Cette expression, dans laquelle tous les termes sont connus, se prête assez bien à la comparaison avec l'expression (20) de l'utilisation U dans le cycle de Carnot, la forme étant la même.

On peut aussi comparer U et U_1 par la différence de leurs inverses,

$$(31)\qquad \frac{1}{U_1} - \frac{1}{U} = \frac{2r\left(1 + \frac{T_c}{T_a}\right) + T_a\,\Delta\Phi_l}{\left(2\frac{r}{T_a} + \Delta\Phi_l\right)(T_a - T_c)},$$

qui montre l'infériorité du rendement U_1 de la machine réelle.

Le tableau V donne les valeurs de U_1 calculées à l'aide de la formule (30) et de la table des valeurs exactes de Φ_l, pour une série de machines présentant pour T_c la valeur uniforme de 313° (40° C.) et pour T_a des valeurs variant de 373° à 493° (100° à 220° C.). La dernière colonne donne le rapport des deux utilisations U et U.

TABLEAU V

t_a	$\frac{r}{273 + t_a}$	$\Delta\Phi_l$	U_1	$\frac{U_1}{U}$
100°	1,4389	0,1766	0,153	0,950
120	1,3295	0,2297	0,191	0,936
140	1,2305	0,2803	0,225	0,930
160	1,1402	0,3289	0,254	0,917
180	1,0580	0,3755	0,280	0,906
200	0,9819	0,4205	0,303	0,896
220	0,9129	0,4638	0,324	0,888

La Société des *Civil Engineers* d'Angleterre vient de choisir la formule (26) pour représenter l'utilisation de la machine parfaite, et elle a proposé de prendre cette utilisation comme terme de comparaison applicable à toutes les machines à expérimenter. Le rapport de l'utilisation observée à U_1 serait *l'utilisation spécifique* de la machine soumise à l'étude.

Il y a tout avantage à se rallier à cette règle d'unification, sous la réserve toutefois que le calcul exact de l'utilisation à l'aide de l'équation (22), tel que le fait M. Rateau, ne soit pas trouvé plus simple en pratique, en même temps que plus rigoureux en théorie.

Le présent chapitre était sous presse, quand j'ai eu connaissance de la décision des *Civil Engineers*, par le bulletin d'octobre de la Société d'Encouragement.

Les chapitres suivants sont en partie consacrés à la recherche, depuis longtemps poursuivie, des moyens d'améliorer l'utilisation, et de se rapprocher, en pratique, du coefficient d'utilisation théorique U_1 de la machine parfaite.

6. — *Vérification expérimentale des principes précédents. Application importante qui en est faite.* — Les deux valeurs de l'utilisation maximum de la chaleur, l'une dans le cycle, l'autre dans le diagramme, qui viennent d'être établies, offrent exactement le même degré de certitude que les deux principes de Mayer et de Carnot. Elles ne sauraient être admises, cependant, d'une manière universelle et sans contestation, comme le sont par exemple les déductions tirées de l'impossibilité du mouvement perpétuel, à moins d'être appuyées par quelques vérifications au moins indirectes.

La généralité même du principe d'après lequel l'utilisation, uniquement fonction de la chute de température, ne tient aucun compte des propriétés physiques du corps travaillant, nuit à la clarté de ce principe. On sait, par un calcul des plus élémentaires, que le travail produit, quand un liquide se vaporise, est proportionnel à l'augmentation de volume $V_s - V_l$, c'est-à-dire à peu près inversement proportionnel au poids spécifique de la vapeur lequel varie beaucoup d'un fluide à l'autre. On sait d'autre part, que la principale perte de chaleur dans les machines se produit à la condensation; si la détente a été poussée jusqu'à la pression au condenseur, cette perte est exactement égale à la chaleur de vaporisation r pour la température T_1 du condenseur; or r varie du simple au quadruple, quand on compare la vapeur de certains carbures d'hydrogène à la vapeur d'eau. Quelques constructeurs, non des moins savants, éprouvent une certaine peine à comprendre comment des propriétés physiques d'une si grande importance individuelle, indépendantes en apparence, se neutralisent réciproquement, de manière à perdre toute influence sur le résultat final.

A ce sujet, je rappellerai succinctement la relation découverte par le calcul, vérifiée par l'expérience, entre la chaleur de vaporisation et le poids spécifique des vapeurs.

Reprenons la figure des transformations de l'eau dans les coordonnées Φ,T, et, comme évolution complète (fig. 11), prenons la vaporisation AD à la température $T + \Delta T$ suivie d'une condensation complète dA' après

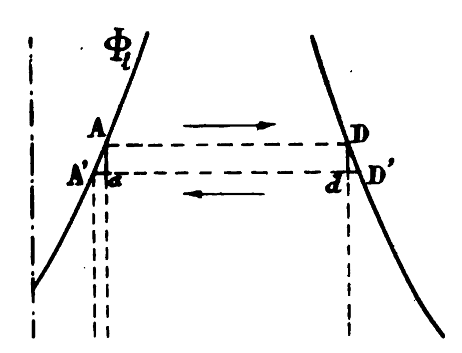


Fig. 11

détente adiabatique Dd. Si ΔT est un infiniment petit dt, la surface A a A' est négligeable ; le cycle est alors un cycle de Carnot, dans lequel la chaleur transformée en travail dq est à la chaleur totale q, prise en AD, dans le rapport donné par le principe de Carnot,

$$\frac{dq}{q} = \frac{dT}{T}. \tag{32}$$

D'un autre côté, la valeur du travail produit dF, en fonction de la différence des pressions

$$\frac{dP_s}{dT} dT,$$

différence constante pour toutes les ordonnées de la figure, est,

$$dF = \int_{V_l}^{V_s} \frac{dP_s}{dT} dT \times dv = \frac{dP_s}{dT} dT (V_s - V_l). \tag{33}$$

Appliquons maintenant le principe de Mayer, et remplaçons dq par sa valeur tirée de (32), nous avons,

$$dF = 425\, dq = 425\, q \frac{dT}{T} = \frac{dP_s}{dT} (V_s - V_l),$$

d'où nous tirons,

$$q = \frac{T}{425} \frac{dP_s}{dT} (V_s - V_l); \tag{34}$$

c'est la forme particulière de l'équation dite de Clapeyron, pour la transformation que nous avons considérée.

Or, la quantité de chaleur q fournie par la source chaude, pendant la vaporisation isothermique à la température T, est exactement égale à r. D'un autre côté dT est égal à dt ; $\frac{dP_s}{dt}$ a été fourni par les expériences de Regnault et se trouve donné dans le tableau de la page 7.

L'équation,

$$(35) \qquad r = \frac{T}{425} \frac{dP_s}{dt} (V_s - V_l),$$

qui peut s'écrire presqu'exactement, V_l étant négligeable,

$$(35\ bis) \qquad r = \frac{T}{425} \frac{dP_s}{dt} V_s,$$

établit entre V_s et r une relation dans laquelle tout est connu. C'est une équation de vérification, propre à contrôler les deux principes de Mayer et de Carnot, qui ont l'un et l'autre servi à l'établir.

La vérification expérimentale de l'équation (35) a toujours été tellement parfaite, que l'on se sert aujourd'hui de cette équation pour déterminer le volume spécifique V_s ou le poids spécifique $\frac{1}{V_s}$ des vapeurs, en remplaçant ainsi des pesées délicates, par des opérations plus commodes de calorimétrie et de mesure de pressions.

7. — *Tracé du diagramme entropique, pour les vapeurs saturées ou non saturées. Epure de M. Boulvin.* [1]—L'équation (35 *bis*) est applicable à une quantité de vapeur non saturée qui renfermerait 1 kilogramme de vapeur sèche, sous la seule condition que le volume de l'eau contenue soit, de même que le volume du kilogramme d'eau, négligeable en présence de V_s.

Si nous considérons, au contraire, 1 kilogramme de vapeur non saturée, présentant un volume V, inférieur à V_s, le terme Φ_r de son entropie est

$$\Phi_r = \frac{r}{T} \times \frac{V}{V_s}.$$

1. J. Boulvin. *Cours de Mécanique appliquée aux machines*, 4e fascicule. M. Boulvin a consacré aussi d'importants articles au diagramme entropique et à ses applications, dans la *Revue de Mécanique*, de 1897 et 1898.

Les travaux de M. Boulvin, ancien élève de l'Ecole du Génie maritime, renouent aujourd'hui la chaîne des traditions qui remontent, pour les machines marines, à l'enseignement de Reech, ce précurseur un peu méconnu dans la thermodynamique moderne.

En remplaçant $\frac{r}{T}$ par sa valeur

$$\frac{1}{425}\frac{dP_s}{dt}V_s,$$

nous avons

$$(36) \qquad \Phi_r = \frac{1}{425}\frac{dP_s}{dt}V.$$

L'entropie totale du kilogramme de vapeur quelconque, de volume V, à la température T indiquée par sa pression, est ainsi

$$(37) \qquad \Phi = \Phi_l + \frac{1}{425}\frac{dP_s}{dt}V,$$

valeur où tout est connu, d'après les tableaux qui donnent Φ_l et $\frac{dP_s}{dt}$ en fonction de T ou de t.

Si, au lieu de 1 kilogramme, il s'agit d'un poids donné quelconque de vapeur, il suffit de multiplier Φ par le poids pour avoir l'entropie.

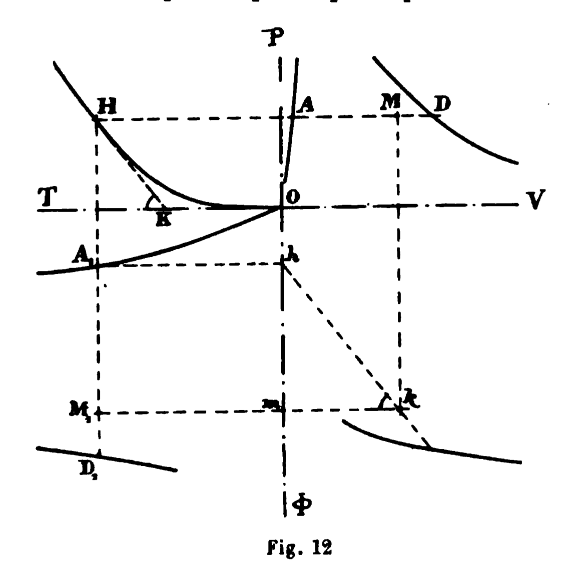


Fig. 12

On peut ainsi tracer, point par point, le diagramme entropique d'une machine, connaissant le diagramme dynamique.

Le procédé graphique suivant, adopté par M. Boulvin pour passer d'un diagramme à l'autre, a l'avantage de bien établir les relations qui existent entre les quatre quantités P,V,Φ,T, dans chaque état du fluide.

Portons sur quatre axes de coordonnées se coupant à angle droit, les quatre variables P,V,Φ,T, comme l'indique la figure 12, l'origine O cor-

respondant au zéro des pressions et au zéro centigrade des températures. Les échelles des V et des Φ, doivent être proportionnelles, l'une et l'autre, au poids du fluide considéré en chaque point; elles sont dans un rapport constant. Nous supposons l'unité d'entropie représentée par une longueur 425 fois plus grande que l'unité de volume, dans les conditions où le diagramme P, V, et la courbe de saturation T, P, sont tracées.

Dans le haut de la figure, portons à droite le diagramme dynamique, et traçons à gauche la courbe de saturation des T,P, qui, ayant une coordonnée commune avec chacun des deux diagrammes P,V et Φ,T, forme le lien entre eux.

Dans le bas de la figure, traçons à gauche la courbe des entropies d'échauffement du liquide Φ_l; abaissons, de chaque point A_1 de cette courbe des T, Φ_l, des perpendiculaires sur l'axe vertical, et par les pieds *h* de ces perpendiculaires, menons des parallèles *h*K aux tangentes correspondantes HK de la courbe des T,P.

Soit M un point du diagramme dynamique, H le point correspondant de la courbe des T,P, et A_1 le point correspondant de la courbe des T,Φ_l; il suffit de porter l'entropie Φ_r en A_1M_1 au-dessous de A_1, pour obtenir le point du diagramme entropique dans l'angle gauche inférieur. A cet effet, abaissons du point M une verticale, qui coupe au point *k* l'oblique *hk* parallèle à la tangente en H à la courbe des T, P. Nous avons, dans le triangle *hkm*,

$$\text{tang.}\ m\,k\,h = \frac{dP}{dT},$$

et par suite,

$$h\,m = V\,\frac{dP}{dt}.$$

Or, d'autre part, nous avons, d'après l'équation (36),

$$\Phi_r = \frac{1}{425}\frac{dP}{dT}\,V.$$

Donc, en adoptant l'échelle convenable pour les V, la longueur *hm* est égale à Φ_r. Nous obtenons ainsi le point M_1 du diagramme entropique, en prolongeant l'horizontale *mk* jusqu'à sa rencontre en M_1 avec la verticale HA_1.

Le tracé de l'épure (fig. 12) ne présente aucune difficulté, parce que les coefficients angulaires de toutes les droites *hk* sont donnés par le tableau connu des $\frac{dP}{dt}$, ou se calculent avec l'équation (35).

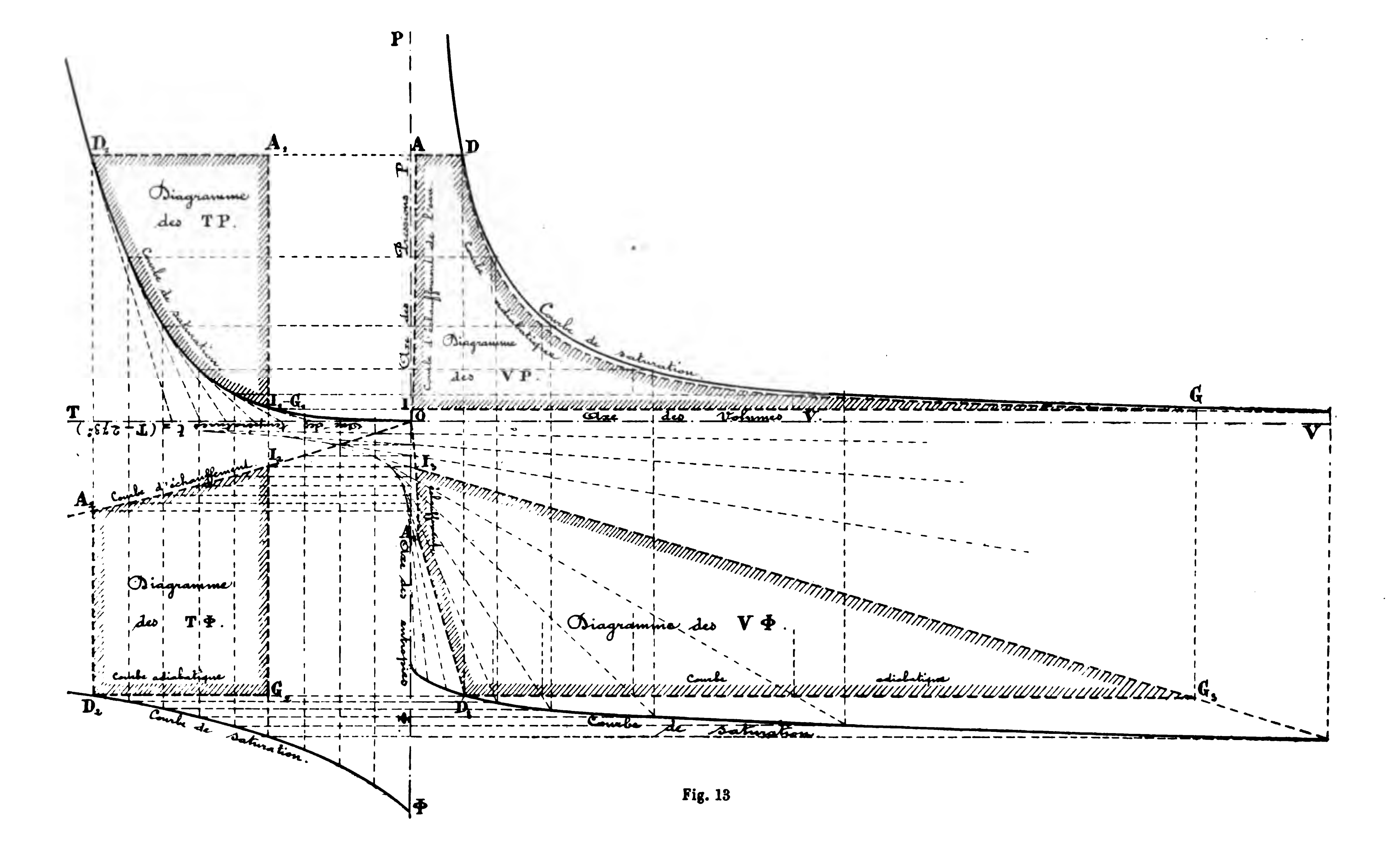

Diagramme des TP.
Courbe de saturation
Diagramme des VP.
Courbe de saturation
Courbe adiabatique
Axe des pressions
Courbe d'échauffement de l'eau
Axe des volumes
Courbe d'échauffement
Diagramme des TΦ.
Courbe adiabatique
Courbe de saturation.
Diagramme des VΦ.
Courbe adiabatique
Courbe de saturation
Axe des entropies
P
A
D
D₁
A₁
T
O
I
I₁
G₁
G
V
Φ

Fig. 13

Ce procédé graphique, très simple et pratique, offre un petit inconvénient, dans le cas particulier des machines marines à plusieurs cylindres ; il exige l'emploi d'échelles différentes pour les différents cylindres, à cause du poids différent de vapeur retenue par la compression, comme nous le verrons au chapitre III.

La figure 12 permet de revenir du diagramme entropique au diagramme dynamique; elle donne ainsi, quand on part de la courbe de détente adiabatique, coupant toutes les obliques *hk* sur une même horizontale, le moyen de tracer très facilement la courbe en ΦT de détente adiabatique en coordonnées P, V.

Sur la figure 13, la courbe adiabatique a été portée, ainsi que les courbes d'échauffement et de saturation. Enfin un diagramme de machine parfaite a été représenté ; il se distingue par ses hachures, dans les quatre systèmes de coordonnées.

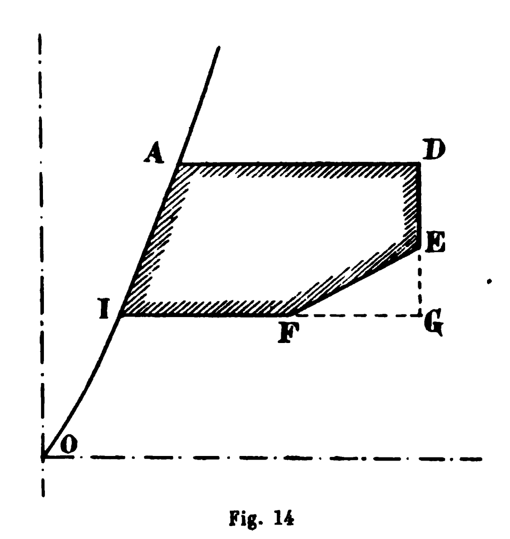


Fig. 14

Si, dans la machine dite parfaite jusqu'ici, la détente est limitée en un certain point E, en raison du volume que les cylindres ne peuvent dépasser, l'entropie, au-dessous du point E, diminue rapidement, en raison de l'échappement de vapeur, qui se fait au condenseur jusqu'au moment où, l'équilibre des pressions s'étant établi, la vapeur est simplement repoussée, à température et pression constantes, par le mouvement du piston. Le diagramme entropique prend ainsi la forme ADEFI (fig. 14).

Le diagramme entropique d'une machine, tel que nous l'avons défini, et comme le procédé graphique de construction de M. Boulvin suffirait à le montrer, peut être considéré comme représentant l'évolution du poids

de fluide constant, dont le titre varierait de telle sorte que son entropie fût sans cesse égale à celle du fluide, de poids variable par instants, contenu dans le cylindre. C'est là une remarque intéressante, mais non une considération indispensable. Il suffit que le diagramme représente, en chacun de ses points, l'entropie du fluide interne du cylindre, pour qu'il fasse connaître, sinon la totalité des calories introduites, du moins la totalité des calories extraites, c'est-à-dire, la quantité exacte de chaleur transformée en travail dans le cylindre.

8. — *Poids de vapeur par cheval, dépensé par la machine parfaite. — Formule et abaque de M. Rateau.* — Connaissant l'aire S du diagramme entropique A D N A', figures 9 et 10, qui exprime en calories le travail de la machine parfaite, par kilogramme de vapeur dépensé, nous avons le travail en kilogrammètres correspondant,

$$425\ S,$$

et, par suite, le travail en chevaux,

$$F = \frac{425\ S}{270.000} = \frac{S}{635}, \qquad (38)$$

obtenu par kilogramme de vapeur et par heure. L'inverse de cette quantité,

$$K = \frac{635}{S}, \qquad (39)$$

est la dépense de vapeur, par cheval et par heure, de la machine parfaite.

M. Rateau a calculé la valeur de K, en prenant pour exprimer S la formule exacte (22), de manière à tenir compte des petites variations de l. Il a été récompensé de son travail, par l'établissement d'une formule empirique simple et générale, exprimant une loi très curieuse sur les propriétés de la vapeur d'eau comme agent de force motrice.

Pour les calculs numériques, M. Rateau a remplacé partout les températures absolues T_a, T_c, par les pressions absolues correspondantes P_a, P_c données par les tables de Regnault. L'expression empirique de K, à laquelle il a été conduit, est

$$K = \frac{6{,}95 - 0.85 \log . P_c - 0{,}07 \log . P_a}{\log . P_a - \log . P_c}; \qquad (40)$$

elle est d'une application commode pour les calculs numériques.

La loi sur les propriétés de la vapeur d'eau est mise en évidence, en écrivant l'équation (40) sous la forme

$$\text{(41)} \qquad \log.\ P_a = \frac{6{,}95 + (K - 0{,}85)\log.\ P_c}{K + 0{,}07},$$

ou, si nous posons

$$\text{(42)} \qquad \frac{6{,}95}{K + 0{,}07} = A,$$

$$\text{(43)} \qquad \frac{K - 0{,}85}{K + 0{,}07} = B,$$

sous la forme encore plus claire,

$$\text{(44)} \qquad \log.\ P_a = A + B \log.\ P_c,$$

A et B étant deux coefficients dépendants de K, mais indépendants de P_a et de P_c.

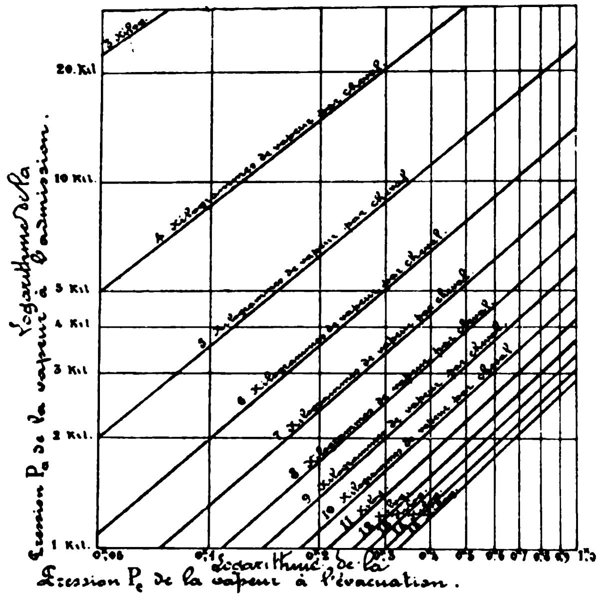


Fig. 15

D'après l'équation (44), si, pour une valeur déterminée de K, on calcule les valeurs de P_a et de P_c qui se correspondent les unes aux autres, et qu on porte leurs logarithmes en abscisses et en ordonnées, on obtient une ligne droite. De plus, quand on fait varier K, toutes les lignes droites log. P_a, log. P_c, sont parallèles les unes aux autres.

M. Rateau a tracé à l'aide de l'équation (41), un abaque composé d'une série de droites parallèles, dont la figure 15 représente la disposition, et qui, employé à une échelle convenable, donne immédiatement la valeur de l'une des trois variables, K, P_a, P_c, en fonction des deux autres.

9. — *Utilisation de la chaleur dans les machines réelles. Indication sommaire des progrès réalisés.* — L'utilisation de la chaleur dans les machines réelles peut être déterminée, en transformant en diagrammes entropiques les diagrammes du travail fournis par l'indicateur de Watt, et en comparant leur aire à celle du diagramme théorique parfait de la figure 9, ainsi qu'il a été dit au n° 5. Cette méthode, déjà appliquée à plusieurs machines fixes, et préconisée particulièrement par M. Boulvin, a été récemment introduite à Indret, par M. Lelong ; mais elle est encore trop nouvelle pour avoir fourni des résultats pratiques concernant la construction des machines marines.

La formule (40) et l'abaque de M. Rateau permettent d'arriver plus simplement au même résultat. Il suffit de mesurer sur l'abaque, la dépense K de vapeur par cheval de la machine parfaite, entre les deux pressions P_a et P_c, aux chaudières et au condenseur de la machine considérée. La dépense réelle K_1 de vapeur par cheval ayant été obtenue par la mesure de la vaporisation de la chaudière, comme elle doit l'être dans toutes les méthodes, le rapport de K_1 à K représente l'utilisation spécifique U_s, avec la valeur la plus exacte possible, et sans qu'on ait passé par aucun intermédiaire.

On se borne le plus souvent à calculer le travail brut développé par la vapeur sur les pistons, comme nous le verrons au commencement du chapitre II ; on compare ensuite la production de travail à la dépense de vapeur évaluée elle-même d'après la consommation de charbon sur les grilles des chaudières. Cette méthode englobe, dans un seul chiffre, le rendement de la chaudière et celui de la machine; mais le résultat s'applique assez bien à la machine seule, parce que le rendement des chaudières est presque constant. La quantité d'eau vaporisée par kilogramme de charbon, au tirage naturel, n'a pas varié, en effet, de plus du cinquième, depuis l'introduction des premières chaudières tubulaires, de forme rectangulaire, et elle ne varie pas actuellement de plus du cinquième, avec l'intensité du tirage, comme nous l'avons vu dans le *Cours de chaudières*. La consommation de charbon par cheval a varié au contraire, pendant la même période, dans le rapport de neuf à un du *Napoléon* au *Forban*.

Les utilisations de chaleur théoriques U et U_1, calculées au n° 5, peuvent se traduire, en consommation de charbon par cheval, par les chiffres approximatifs suivants :

Le travail d'un cheval sur les pistons correspond à la production de 270,000 kilogrammètres, et équivaut à la consommation de 635 calories par heure. D'un autre côté, un charbon d'excellente qualité peut donner 9.300 calories par kilogramme.

Dans ces conditions, une chaudière moyenne, de rendement total 0,65, envoie à la machine, dans la vapeur fournie, 6.000 calories. Si l'utilisation pouvait être égale à 1, avec T_c nul ou T_a infini, la consommation par cheval serait

$$\frac{635}{6000} = 0^{k},106.$$

Pour la plus grande chute de température réalisée, celle de 180°, comptée de 220° à 40°, la consommation, avec l'utilisation 0,365 du cycle de Carnot, serait

$$\frac{0,106}{0,365} = 0^{k},290;$$

Avec l'utilisation 0,324 de la machine parfaite, elle serait

$$\frac{0,106}{0,324} = 0^{k},327.$$

Supposons le rendement de la chaudière accru du cinquième et porté à 0,80, par l'amélioration de la combustion et surtout par le refroidissement de la fumée dans des appareils de réchauffage de l'eau et de l'air, les nombres qui précèdent seront réduits dans la même proportion. La consommation de charbon avec le diagramme théorique descendrait à 0,26. Une machine réelle, assez parfaite pour fournir 0,80 du diagramme théorique de travail de la vapeur, ne dépenserait donc que 0 kg. 33 de charbon par cheval et par heure. La surchauffe de la vapeur, dont il n'est tenu compte pour la machine parfaite, dans aucune des formules (22), (24), (28), (40), aiderait à descendre à cette faible consommation de charbon par cheval.

La première machine du *Napoléon* développant 1,500 chevaux avec des chaudières tubulaires à 1 kg. 400 de timbre, brûla 3 kg. 89 de charbon par cheval à ses essais de 1852. Cinq ans plus tard, sous l'énergique direction imprimée à cette date au progrès des constructions, la consommation descendit à 1 kg. 70, à toute vitesse, et 1 kg. 64, à puissance réduite, sur l'*Algésiras*. A ce moment quelques théoriciens crurent la limite atteinte, en se basant sur les expériences calorimétriques de Hirn avec des moteurs animés. Cinq ans après, l'adoption de la double détente, sur la machine de l'*Actif*, achetée à Glasgow et celles du *Loiret* et du *Cher* construites à Indret, permettait de consommer 1 kg. 30 seulement; notre première flotte cuirassée présenta en général cette consommation, qui était très satisfaisante pour des chaudières timbrées à 1 kg. 80 et des condenseurs à injection. Après 1868, l'adoption des condenseurs à surface puis des chaudières cylinques chargées à 4, 6, 8 kg. permit d'abaisser successivement la consom-

mation à 1 kg., à 0 kg. 9, à 0 kg. 8; ce dernier chiffre représente à peu près la limite atteinte avec les machines à double détente. Les machines à triple détente, avec des pressions croissant graduellement de 8 kg. à 18 kg., ont permis de descendre à 0 kg. 7, à 0 kg. 6 et même au-dessous. La machine du *Forban* a consommé 0 kg. 40 environ par cheval, dans son essai à l'allure économique.

Dans la poursuite des améliorations successives qui ont ainsi amené les machines marines au premier rang des appareils à vapeur, comme utilisation, on s'est guidé surtout sur les résultats de l'analyse minutieuse du diagramme de l'indicateur de Watt, qui sera exposée aux chapitres II et III. Toutefois la découverte et la vulgarisation des principes de la thermodynamique a exercé la plus grande et la plus heureuse influence. L'œuvre des ingénieurs de la maison Randolph Elder à Glasgow a été inspirée par les travaux de Macquorn Rankine, leur compatriote. En France, les recherches de Hirn n'ont pas eu moins d'action sur les constructions; on pourrait même trouver chez Dupuy de Lome une tendance à s'exagérer l'importance, pour des appareils à trop faible pression, des améliorations suggérées par les recherches de thermodynamique. Quelques constructeurs, du reste, ont été aussi bons théoriciens que praticiens consommés; on peut citer Alexander Kirk et Joessel, sobres d'écrits l'un et l'autre, mais d'une conversation toujours riche en aperçus neufs et hardis, et constructeurs l'un et l'autre de nombreux appareils, au moment où les transformations étaient les plus profondes. Bien d'autres noms seraient à citer, du reste, dans une étude historique de la question des machines marines à grande utilisation. Nous nous bornerons à rappeler à l'honneur de la Marine militaire française qu'elle peut disputer aux ingénieurs de la Clyde, une part importante dans les améliorations réalisées, et qu'elle a peut-être le premier rang au point de vue de la constance des efforts et de la continuité des progrès pendant cinquante ans; c'est pour nos jeunes ingénieurs un héritage à défendre.

10. — *Fonctionnement mécanique des machines.* — Le travail F, exercé par la vapeur sur les pistons, ou travail indiqué, n'est pas transmis intégralement au propulseur du navire. Une portion de ce travail est consommée dans la machine même, où elle sert à produire le mouvement mécanique de tous les organes; par un retour sur l'opération qui a précédé, elle y disparait, en se transformant principalement en calories, conformément au principe de l'équivalence.

Nous avons appelé u, dans le n° 3 du *Cours de chaudières marines* (Introduction), le rendement mécanique de la machine, en le rapprochant du rendement u_1 du propulseur, qui joue un rôle analogue à u

dans l'établissement du coefficient d'utilisation du navire M ou M_1 ; u_7 correspond, comme u, à une transformation de travail en chaleur, et il présente une importance numérique de même ordre que celle de u.

Le problème pour le constructeur, en ce qui concerne la machine et non le propulseur, consiste à rendre u le plus grand possible, c'est-à-dire à réduire au minimum la perte de travail,

$$F(1 - u). \tag{45}$$

Il est à remarquer d'abord, que le travail perdu (45) n'est pas entièrement consommé dans la machine; une partie est absorbée par les déformations et vibrations de la coque, lesquelles produisent du travail nuisible, ce qui est autrement grave qu'une simple perte de puissance, puisqu'il se produit à la fois fatigue des pièces pour la charpente du navire, et dénivellation ou flexion pour la ligne d'arbres de la machine. Le problème de la suppression des ébranlements de la coque est sérieux, pour le constructeur des coques comme pour celui des machines, et c'est même le premier des deux qui a le plus contribué à la solution. Les anciennes coques en bois, si bien appropriées à la marche à la voile, étaient d'une élasticité et d'une flexibilité terribles pour les machines à vapeur; les secousses de l'arrière, sur le *Napoléon*, faisaient jaillir le contenu des verres, lorsqu'on voulait boire au succès du navire développant la puissance alors énorme de 1,500 chevaux indiqués; l'arc permanent, sur les navires légers d'échantillons, faisait parfois deniveller certains paliers de plus de $0^m,20$. La raison de solidité et de rigidité, à défaut d'autres, eut suffi pour imposer l'adoption de la coque en fer dans la construction des croiseurs rapides. Aujourd'hui, on se retrouve parfois en présence de vibrations dangereuses, et il a fallu reprendre avec soin l'étude des machines au point de vue des efforts exercés sur leurs attaches, en même temps que celle des coques au point de vue du mode d'appui qu'elles peuvent fournir; mais il s'agit maintenant de développer des puissances de 6.000 ou 8.000 chevaux sur des coques vingt fois plus légères que celles qui en portaient jadis 1.500 ; la différence même des deux problèmes montre l'immensité du progrès réalisé.

Pour la machine elle-même, le travail se transforme en chaleur, principalement dans les articulations et sur les supports de pièces mobiles soumises au frottement; le rendement mécanique dépend ainsi en premier lieu de la simplicité des appareils. La multiplicité des cylindres à vapeur, par exemple, qui peut être imposée au point de vue de l'utilisation de la vapeur, est plutôt défavorable sous le rapport du

rendement mécanique u. Il y a toujours un équilibre à établir entre des conditions contradictoires, pour lequel il faut tenir compte à la fois des conditions de poids et d'encombrement, aussi bien que de celles d'utilisation et de fonctionnement.

La transformation du travail en chaleur devient une cause de danger, quand il se produit des échauffements dans les pièces frottantes. De plus, une portion du travail consommé sur les pièces frottantes produit, non pas de la chaleur, mais bien de l'usure. La question du rendement mécanique, considérée à ce point de vue, prend une importance nouvelle, puisqu'elle se confond avec celle de la sécurité du fonctionnement, et de la conservation des appareils. Ici interviennent surtout la charge imposée aux pièces en mouvement, le degré d'exactitude de l'ajustage, et la perfection du montage. Ce ne sont plus les principes généraux de la mécanique qui sont en cause, mais bien l'habileté pratique du constructeur, plus longue et plus difficile à acquérir, que la connaissance de quelques formules.

CHAPITRE II

MESURE DU TRAVAIL. ETUDE DE SES FACTEURS, ORDONNÉE MOYENNE ET VITESSE DES PISTONS.

§ 1. — Machines à détente simple.

11. — *Travail de la vapeur; sa représentation graphique.* — Pour la préparation des plans de machines, la direction des expériences à bord, la discussion des résultats observés, on s'est uniquement servi jusqu'ici du diagramme p, v, des pressions et des volumes, représenté fig. 5, qui porte, dans la pratique, le nom de *diagramme d'indicateur*. Ce diagramme est d'ailleurs celui qui donne directement la valeur du travail en chevaux, le diagramme entropique étant surtout propre à l'étude du rendement ; son analyse a été faite par les constructeurs avec un soin minutieux. Il ne sera question dans ce chapitre, que du diagramme d'indicateur.

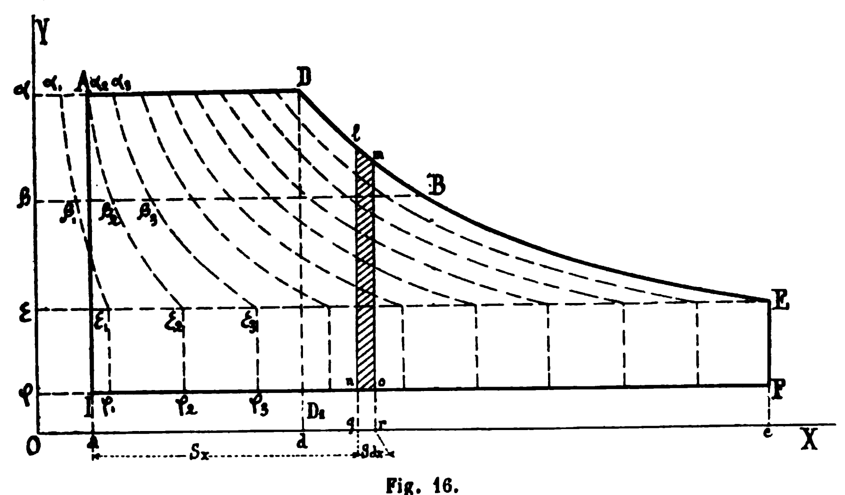


Fig. 16.

Le travail de la vapeur dans un cylindre est le produit de deux facteurs, pression sur le piston et chemin parcouru par le piston. Sa valeur totale (fig. 16), pour un tour complet de la machine, peut être divisée de deux

manières différentes, selon que l'on considère, soit le travail sur chaque face pendant la double course du piston, soit le travail sur les deux faces pendant chaque course simple. Il est généralement plus commode, en pratique, de considérer le travail sur chacune des deux faces isolément.

Soit p la pression de la vapeur en kilogrammes, lorsque le piston a parcouru la distance x à partir du point mort a. La pression totale sur la face considérée est,

$$\text{(1)} \qquad Sp = \frac{1}{4}\pi D^2 p,$$

D étant mesuré en centimètres. Le travail, pendant que le piston avance de la petite longueur dx, est égal à $Sp\,dx$, ou à $Sdx \times p$. Si les abscisses représentent, sur la figure 16, non la distance x, mais le produit Sx ou volume engendré par le piston, le travail élémentaire considéré est représenté par la petite surface $lmqr$; le travail total, pendant une course simple C, égal à

$$\text{(2)} \qquad \int_0^C Sp\,dx, = S\int_0^C p\,dx,$$

est représenté par l'aire aADEe.

Pendant le retour du piston, la vapeur exerce une contre-pression nq ou or, dont le travail est représenté de même par l'aire FeaI.

Le travail total sur une face du piston, pendant la course double, est ainsi l'aire ADEFI, composée de deux parties, le rectangle $IADD_1$ correspondant à l'admission de la vapeur à la pression constante P_a, le quadrilatère curviligne $DEFD_1$, correspondant à la détente. Ce travail se calcule par une quadrature, en divisant l'aire du diagramme en bandes verticales telles que $lmno$.

Sur la figure 16, il importe de remarquer de suite que l'abscisse ad, qui représente le volume engendré par le piston pendant l'introduction de vapeur, ne représente point le volume de vapeur dépensé par cylindrée. Pour obtenir ce dernier volume, il faut ajouter à ad, un volume Oa dû aux espaces morts en aval du point d'introduction, c'est-à-dire aux conduits de vapeur dans les parois du cylindre et au jeu laissé entre le piston et le fond du cylindre. Le volume total de vapeur, à chaque admission, est ainsi égal à Od ; il produirait, pendant l'admission, le travail αDdO, et non ADda, dans un cylindre qui n'aurait pas d'espaces morts.

Quand on se propose, non plus seulement de calculer le travail produit par le volume de vapeur Od, mais de l'analyser, il y a intérêt à

diviser le diagramme d'une manière toute différente des bandes verticales *lmno*, qui servent à la quadrature.

Partageons toutes les lignes horizontales de la figure 16, telles que αD, βB, εE, φF en un certain nombre de parties égales, et joignons tous les points de division entre eux ; nous divisons ainsi le diagramme en une série de petites surfaces, telles que

$$\alpha_n\ \alpha_{n+1}\ \varepsilon_{n+1}\ \varepsilon_n,$$

pouvant être considérées comme diagrammes particuliers des couches de vapeur telles que

$$\alpha_n\ \alpha_{n+1},$$

qui entrent successivement dans le cylindre pendant l'introduction, et qui se détendent ensuite toutes ensemble. Le travail total de la vapeur est la somme de ces diagrammes élémentaires curvilignes diminuée de l'aire du rectangle $\alpha A I \varphi$.

Il est à remarquer que cette sorte de stratification attribuée à la vapeur n'est nullement en contradiction avec les mouvements réels des particules pendant l'introduction et la détente.

Pour terminer ce qui concerne la représentation graphique du travail, il reste à dire un mot de la seconde répartition, en considérant les deux côtés du piston à la fois pendant une course simple. Nous superposerons à cet effet, sur la figure 17, les deux diagrammes correspondant aux deux côtés du piston, en prenant cette fois, non pas des diagrammes fictifs comme celui de la figure 16, mais bien des diagrammes réels, relevés sur une machine, qui ne présentent ni angles vifs, ni parties rectilignes horizontales ou verticales, ni courbes exactement hyperboliques.

Si, du travail positif ADE*eal* accompli sur le piston pendant l'aller, nous retranchons le travail résistant A'I'K'E'*ae* de la vapeur sur l'autre face du piston pendant la même excursion simple, il reste, comme travail total, l'aire

$$ADMK'E'I - A'I'ME.$$

Le travail, pendant une course simple, se compose donc d'une partie positive, distinguée par les hachures verticales sur la figure 17, et d'une partie négative, à la fin de la course, qui est marquée par des hachures horizontales.

Cette division du travail, qui donne sa valeur exacte à chaque instant, ne se fait jamais pour la détermination de la puissance des machines principales ; mais il est indispensable d'y recourir dans certains cas,

lorsqu'on étudie la régularité du couple de rotation, par exemple, ou qu'on recherche la cause des chocs sur les glissières à bout de course.

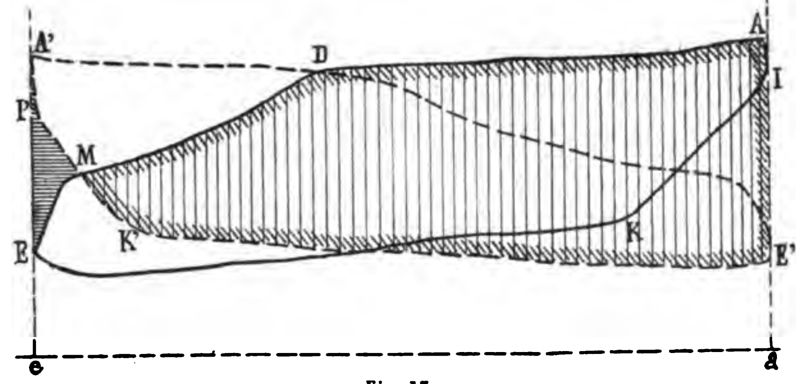


Fig. 17.

Il existe aussi des machines auxiliaires, celles qui sont attelées à des pompes à simple effet, pour lesquelles le travail doit différer beaucoup, dans chacune des deux courses simples, et doit être calculé séparément.

12. — *Calcul du travail. Formule usuelle.* — Le diagramme des pressions et des volumes, qui sert à calculer le travail des machines, est relevé pendant la marche avec l'indicateur de Watt.

Nous donnerons seulement le principe de l'indicateur, dont il existe des modèles variés. Une bande de papier conduite par la machine parcourt des abscisses proportionnelles à l'avance du piston, en face d'un crayon qui décrit des ordonnées proportionnelles aux pressions correspondantes dans le cylindre. La partie délicate du relevé est dans l'exactitude des ordonnées, qui dépend du tarage d'un ressort ; ce tarage doit être fait dans les conditions de marche, c'est-à-dire à chaud, avec la pression de la vapeur comme force agissante; on opère avec des pressions croissantes, puis avec des pressions décroissantes, et on prend une moyenne. Il reste toujours des causes d'erreur, provenant, tant de l'inertie des organes transmettant la pression, que de la vapeur elle-même.

L'aire des diagrammes obtenus, mesurée à des échelles convenables, donnerait le travail en kilogrammètres, pour un tour de la machine, sur une des faces du piston. Afin d'appliquer la même échelle aux diagrammes, quelles que soient les dimensions des cylindres, on calcule l'*ordonnée moyenne*, ou pression moyenne p_m,

$$\frac{1}{C}\int_0^C p\,d\,x = p_m\,, \tag{3}$$

égale au quotient de l'aire du diagramme par sa longueur C.

La mesure de l'aire se fait simplement au planimètre quand les ordonnées du diagramme sont exactement proportionnelles aux pressions. Quand le tarage du ressort de l'indicateur a fait voir des écarts par rapport à la loi de proportionnalité, il faut relever les ordonnées séparément, et mesurer leur valeur en pression, sur la courbe de tarage. Dans ce cas, on corrige d'abord le diagramme des vibrations du ressort, s'il en existe, et on le partage ensuite en onze parties, par des ordonnées

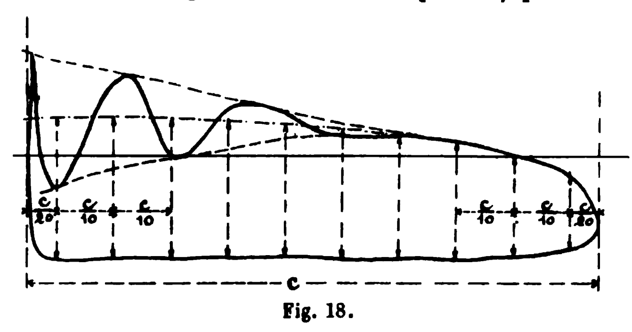


Fig. 18.

équidistantes distribuées comme l'indique la figure 16. La moyenne de ces ordonnées est égale à l'ordonnée moyenne p_m.

Supposons connue la valeur de l'ordonnée moyenne exprimée en kilogrammes par centimètre carré. Soit maintenant D le diamètre du cylindre exprimé en mètres selon l'usage; la surface du piston en centimètres carrés est

$$\frac{1}{4}\pi D^2 \times 10.000.$$

La pression totale moyenne de la vapeur sur le piston est

$$\frac{1}{4}\pi D^2 \times 10.000\, p_m\,;$$

son travail en kilogrammètres, pour une course simple, est

$$\frac{1}{4}\pi D^2 \times 10.000\, p_m C\,;$$

pour une course double, ou un tour complet, en posant,

$$\frac{p_m + p'_m}{2} = p,$$

le travail est

$$\frac{1}{2}\pi\, 10.000\, D^2\, C\, p.$$

Soit N le nombre de tours de la machine par minute, le travail en kilogrammètres par minute, est

$$(4) \qquad \frac{1}{2}\pi\, 10.000\, D^2\, C\, N\, p.$$

Par suite, le travail F, en chevaux, les longueurs D et C étant en mètres et la pression p en kilogrammes par centimètre carré, est

$$(5) \qquad F = \frac{\pi \times 10.000}{2 \times 60 \times 75} D^2 C N p = 3{,}4907 D^2 C N p.$$

C'est la formule usuelle du travail.

Il y a une petite correction à faire, pour les tiges et quelquefois les contre-tiges du piston, dont la section est à retrancher de la surface agissante.

Il est à noter que le cheval anglais, de 33.000 livres-pieds par seconde, est un peu plus fort que le cheval français; la table de conversion est la suivante :

1 chev. anglais	= 1,0138 chev. français		6 ch anglais	=	6,0831	ch. français
2 —	= 2,0277	—	7 —	=	7,0969	—
3 —	= 3,0415	—	8 —	=	8,1108	—
4 —	= 4,0554	—	9 —	=	9,1246	—
5 —	= 5,0692	—	10 —	=	10,1385	—

13. — *Forme du diagramme des indicateurs. Hyperbole de détente.* — Dans les machines marines, et en général dans toutes celles où l'appareil de distribution de la vapeur est conduit par un excentrique, les orifices de vapeur s'ouvrent et se ferment graduellement; par suite, il faut une certaine étude pour distinguer sur les diagrammes relevés les diverses phases du travail de la vapeur. Ces phases sont au nombre de six.

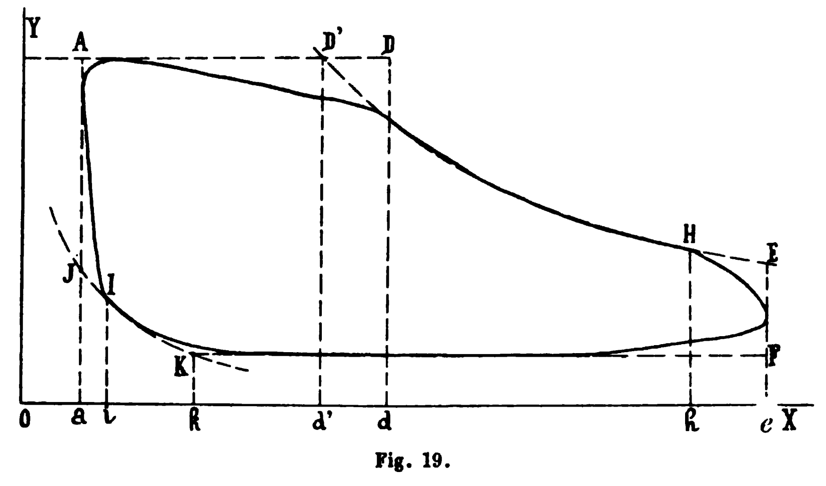


Fig. 19.

1° Période d'admission Aa — Dd. — La vapeur entre dans le cylindre par les orifices d'admission. Si ces orifices sont suffisamment larges, la

pression reste constante et le diagramme présente une portion de droite horizontale en AD. L'étranglement des orifices produit d'ordinaire une dépression, qui augmente avec la vitesse du piston; par suite, la ligne s'incline et se courbe, comme sur la figure 19.

A la fin de l'admission, les orifices étant presque fermés, la dépression augmente rapidement; la vapeur commence à se détendre, et la courbe, à présenter de la concavité vers le haut.

La quantité totale de vapeur introduite correspond à une pleine introduction AD' seulement, au lieu de AD.

2° Période de détente D*d* — H*h*. — La vapeur, entièrement isolée de son réservoir, se détend, en diminuant de pression dans la même proportion, à peu près, qu'elle augmente de volume.

3° Avance à l'évacuation H*h* — E*e*. — Indispensable, en raison de la lenteur du mouvement des tiroirs, pour que l'orifice d'évacuation soit convenablement ouvert à bout de course, et qu'il n'y ait pas de contre-pression excessive, pendant le commencement du mouvement de retour du piston.

4° Période d'évacuation E*e* — K*k*. — Le diagramme présente une ligne droite sensiblement horizontale, quand la vapeur évacue dans un réservoir à pression constante comme un condenseur, ce que nous supposons ici. La pression est, au contraire variable, et la forme du diagramme irrégulière et compliquée, lorsque l'évacuation a lieu dans un réservoir intermédiaire alimentant un autre cylindre (machines à détente multiple).

A la fin de cette période, l'orifice d'évacuation étant presque fermé, le piston, en avançant, commence à faire subir à la vapeur une certaine compression.

5° Période de compression K*k* — I*i*. — L'intérieur du cylindre se trouve de nouveau isolé de l'extérieur, après la fermeture de l'orifice d'évacuation ; la pression de la vapeur qu'il contient varie donc selon une loi analogue à celle de la détente, sauf qu'il y a compression au lieu d'expansion, consommation de travail au lieu de production.

Autrefois, quand les cylindres évacuaient tous au condenseur, la compression ne s'opérait jamais que sur un faible poids de vapeur ; ses effets avaient peu d'importance ; on la considérait uniquement comme une perte légère de travail, conséquence inévitable de la régulation des tiroirs mus par des excentriques.

Il en est aujourd'hui tout autrement pour les cylindres qui évacuent dans les réservoirs intermédiaires, où la pression est élevée. Le poids de la vapeur restant sous le piston est notable, et sa pression peut s'élever, par la compression, au-dessus de la pression à l'admission. Il im-

porte donc d'étudier les compressions, en s'attachant à leur donner les valeurs les plus avantageuses au double point de vue de la vapeur économisée et du travail réalisé.

6° Avance à l'admission I*i* — A*a*. — Indispensable, afin que la vapeur trouve les orifices des cylindres suffisamment ouverts, au début de la période d'admission.

Il peut arriver que l'avance à l'admission fasse baisser la pression sous le piston au moment où elle se produit; c'est le cas, avec les grandes compressions dont nous venons de parler.

Le plus souvent, le point de séparation I entre la fin de la compression et le commencement de l'avance est impossible à distinguer sur les diagrammes.

L'usage s'est introduit, dans l'étude de la régulation des tiroirs, de donner le nom de période de détente à la période D*d* E*e*, et celui de période de compression à la période K*k* A*a* tout entière, en englobant l'avance à l'évacuation dans la détente, et l'avance à l'admission dans la compression proprement dite.

L'analyse des pertes de travail et des économies de vapeur, qui résultent de la forme du diagramme et de la valeur relative des six phases précédentes, sera l'objet d'une étude ultérieure. Nous nous bornerons ici à une observation générale, immédiatement indispensable, au sujet de la forme de la courbe de détente.

Les relevés, pris sur un très grand nombre de machines de systèmes variés, ont montré que la courbe de la détente se rapproche de celle exprimée par la loi de Mariotte

$$pv = \text{Constante}, \quad (6)$$

plus que de celle de la détente adiabatique ou de toute autre loi théorique correspondant à quelqu'une des hypothèses permises au sujet de la manière dont la vapeur travaille. On peut donc, sans erreur notable, assimiler la courbe de détente à un arc d'hyperbole équilatère, ce qui est commode pour les calculs. Cette assimilation est si bien entrée dans les habitudes, que, si la courbe réelle va en descendant plus vite que l'hyperbole, on dit assez généralement qu'il y a condensation de vapeur, et que si, au contraire, la courbe s'élève au-dessus de l'hyperbole au cours de la détente, on dit qu'il y a réévaporation. On sait bien d'ailleurs que ce sont là de simples locutions; la comparaison avec l'hyperbole montre seulement qu'il y a plus ou moins de condensation, plus ou moins de réévaporation; la courbe de détente adiabatique descend en effet plus vite que l'hyperbole équilatère, ce qui correspond à une diminution de pv quand le volume de la vapeur va en augmentant.

Soit u_0 le volume de l'espace mort, représenté sur la figure 20, comme sur la figure 19 par la longueur Oa, telle que l'on ait,

$$\frac{\mathrm{O}a}{ae} = \frac{u_0}{\frac{1}{4}\pi \mathrm{D}^2 \mathrm{C}}; \tag{7}$$

la vapeur se détend dans l'espace mort comme dans le cylindre, l'hyperbole que l'on prend pour courbe de détente est celle dont les asymptotes sont OY, OX; c'est DE (fig. 20).

Quant à l'hyperbole que l'on tracerait sans tenir compte de l'espace mort, c'est-à-dire avec aY', aX pour asymptotes, en partant du point D, elle irait en descendant beaucoup plus vite que DE, et, par conséquent plus vite que la courbe du diagramme.

La courbe de compression KI (fig. 19) n'a pas été étudiée avec le même soin que la courbe de détente; par assimilation, on admet qu'elle est, elle aussi, une hyperbole équilatère dont OX, OY sont les asymptotes.

14. — *Diagramme théorique et diagramme fictif. Volume et poids de vapeur sensible.* — Le nom conventionnel de diagramme *théorique* désigne le diagramme schématique ADEFI de la figure 16, compris

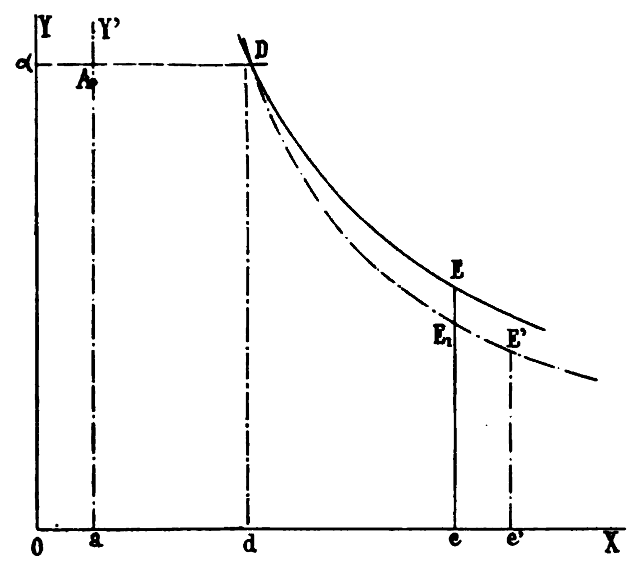


Fig. 20.

entre trois droites rectangulaires et l'hyperbole de détente tracée en tenant compte de l'espace mort. On prend quelquefois ce diagramme théorique comme terme de comparaison avec les diagrammes réels;

mais, dans les calculs pratiques, on a plus généralement recours, au diagramme dit *fictif* ADE*ea*, dans lequel l'hyperbole de détente est la courbe DE' de la figure 20, et dont nous calculerons l'ordonnée moyenne au n° 16.

L'intérêt du diagramme théorique réside dans une certaine analogie avec le diagramme de la machine parfaite considéré au n° 3. Il représente, par sa surface, le maximum du travail qui peut être obtenu dans un cylindre de volume *ae*, en introduisant de la vapeur à la pression P_a, dans la fraction de ce volume limitée à *ad*.

La dépense réelle de vapeur par cylindrée ne peut pas être égale à O*d* ou αD, pas plus que le travail ne peut atteindre le maximum ADEFI. La compression, en effet, dont il n'est pas tenu compte dans le diagramme théorique, s'exerce sur un certain volume Kφ ou *k*O de vapeur à la pression d'évacuation P_e, (fig. 21), lequel, comprimé d'abord par

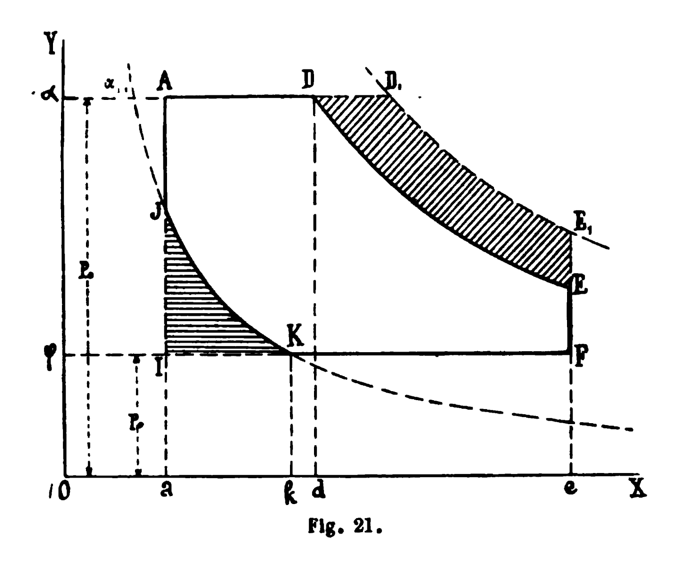


Fig. 21.

le piston, ensuite par la vapeur admise, donne le volume $αα_1$ à la pression P_a, comme l'indique la courbe hyperbolique $KJα_1$. La dépense de vapeur par coup de piston est donc, non pas αD, mais bien $α_1D$. Pour dépenser le volume αD de vapeur, il faudrait porter l'admission jusqu'en D_1, à une distance $DD_1 = αα_1$; on gagnerait ainsi le travail représenté par DD_1E_1E.

Cette considération, sans importance pour un cylindre évacuant au condenseur, où P_e peut se réduire à 8 %, de P_a, présente au contraire un grand intérêt, dans le cylindre admetteur des machines à détente multiple étudiées aux numéros suivants. Lorsque P_e est la moitié

de P_a par exemple, $\alpha\alpha_1$ est la moitié de φK, et peut ainsi facilement atteindre la valeur αA du volume de l'espace mort.

Dans l'ordre d'idées qui a conduit à la conception du diagramme dit théorique, et en négligeant toujours l'effet de la compression, on nomme parfois à tort ***vapeur sensible*** par coup de piston, en volume, le volume αD ou Od, en poids, le produit de ce volume par le poids spécifique δ de la vapeur sèche et saturée à la pression P_a. S'il s'agit du cylindre admetteur d'une machine à plusieurs détentes, il est indispensable de tenir compte de la compression $\alpha\alpha_1$ dans le calcul du poids de vapeur sensible. Faute de faire cette correction, on pourrait trouver un poids de vapeur sensible dans le cylindre, supérieur au poids d'eau que la chaudière vaporise.

Sur la figure 21, ADEFKJ est le diagramme que donnerait la vapeur sensible $\alpha_1 D$ travaillant dans une machine parfaite présentant l'espace mort αA.

§ 2. — Machines à détente multiple.

15. — *Calcul du travail, avec l'ordonnée moyenne totalisée.* — Nous avons considéré jusqu'ici, pour plus de simplicité, le cas où la vapeur travaille dans un cylindre unique, qui évacue dans un condenseur. Les machines marines comprennent toujours plusieurs cylindres, dans lesquels la vapeur passe successivement en se détendant; les phénomènes sont alors plus complexes, mais la mesure du travail se fait de la même manière.

On opère sur chaque cylindre isolément, en relevant son diagramme, calculant son ordonnée moyenne p et lui appliquant ensuite la formule (5). On a ainsi, à la fois, le travail total et le travail de la vapeur dans chacun des cylindres en particulier; ce dernier travail montre comment la puissance totale de la machine est répartie entre les différentes manivelles.

Pour la comparaison des machines entre elles et pour la préparation des projets, il est commode de considérer une ordonnée unique par machine, qui se nomme l'*ordonnée moyenne totalisée sur le grand cylindre*, ou simplement l'*ordonnée totalisée*, et qui se calcule de la manière suivante.

Soit une machine à trois cylindres, par exemple, C la course commune aux trois pistons, D le diamètre du grand cylindre, D' celui du cylindre intermédiaire et D" celui du cylindre d'admission. En mettant C et N en facteurs communs dans l'expression du travail total, nous avons

$$(8) \qquad F = 3{,}4907\ C\ N\ (D^2 p + D'^2 p' + D''^2 p''),$$

que nous pouvons écrire

$$(9) \qquad F = 3{,}4907\ D^2\ C\ N\left(p + \frac{D'^2}{D^2}\,p' + \frac{D''^2}{D^2}\,p''\right).$$

La quantité entre parenthèses est l'ordonnée totalisée p_t ; p, p', p'' sont les ordonnées moyennes dans chaque cylindre.

L'expression de la puissance totale devient ainsi

$$(5) \qquad F = 3{,}4907\ D^2\ C\ N p_t.$$

L'ordonnée totalisée est donc l'ordonnée moyenne sur le piston, dans une machine fictive, où le cylindre D existant seul recevrait directement la vapeur des chaudières, l'évacuerait, et donnerait un travail égal à celui de la totalité des cylindres de la machine à plusieurs détentes successives. Nous l'appellerons simplement p.

16. — *Diagramme totalisé. Superposition des espaces morts.* — On a quelquefois dessiné le diagramme de la machine fictive dont nous venons de parler, en supposant que tous les pistons décrivent des volumes égaux et en superposant les diagrammes partiels après avoir multiplié respectivement leurs ordonnées par les rapports $\frac{D'^2}{D^2}$, $\frac{D''^2}{D^2}$, de manière à représenter le facteur entre parenthèses de l'équation (4). Ce mode de représentation offre quelque intérêt pour les machines du système Woolf pur, c'est-à-dire à cylindres disposés en *tandem*, parce qu'il fait tomber verticalement, les unes au-dessus des autres, les ordonnées des divers diagrammes prises au même instant, pour une même position de la manivelle, et les positions correspondantes des pistons.

Habituellement on superpose les diagrammes des divers cylindres les uns aux autres, en adoptant pour tous une même échelle d'ordonnées et une même échelle d'abscisses (fig. 22). Les ordonnées représentent les pressions, et les abscisses représentent, non les chemins parcourus, mais bien les volumes Sdx engendrés par les pistons, comme il a été dit au N° 11.

La figure ainsi composée est le *diagramme totalisé*.

On pourrait, fig. 22, regarder les abscisses comme représentant la course du piston dans tous les diagrammes, en supposant les cylindres réels remplacés par des cylindres fictifs ayant tous le même diamètre D, avec des courses différentes C', C'', etc., telles que

$$C' = C \times \frac{D'^2}{D^2}, \qquad C'' = C \times \frac{D''^2}{D^2}, \qquad \text{etc.}$$

L'aire du diagramme totalisé est égale, au facteur constant près, à

$$D^2 C p + D'^2 C p' + D''^2 C p'' + \text{etc.}$$

Son ordonnée moyenne, introduite dans la formule (5) exprime donc bien le travail total de la machine sous la forme où il serait produit dans un cylindre unique de diamètre D.

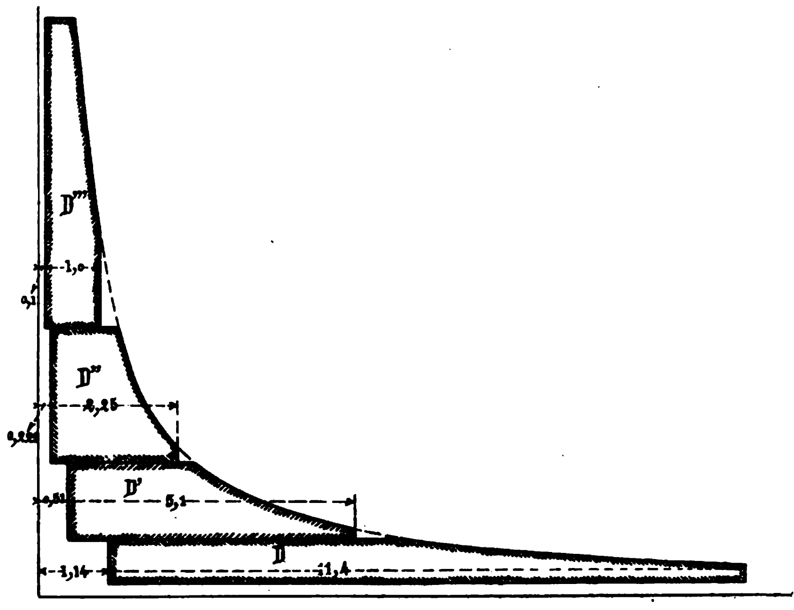


Fig. 22.

En composant le diagramme totalisé théorique tel qu'il est représenté fig. 22, il faut avoir soin de placer chaque diagramme partiel à une distance de l'axe des y qui représente le volume des espaces morts dans le cylindre considéré. Les abscisses, comptées à partir de l'origine, représentent ainsi les volumes successivement occupés par la vapeur, depuis son introduction dans le premier cylindre jusqu'à son évacuation dans le dernier; les courbes de détente partielle dans chaque cylindre pourraient, en principe, tomber toutes sur une même hyperbole équilatère.

Le diagramme totalisé théorique, à certains défournis près, est exactement, du côté de la courbe de détente, pareil au diagramme théorique d'un cylindre unique, de diamètre D, dans lequel toute la vapeur aurait été admise et où se ferait toute la détente. Sur le côté inférieur représentant l'évacuation, ces deux diagrammes sont également identiques. Du côté gauche vers l'axe des ordonnées, et à la partie supérieure, les deux diagrammes, au contraire, diffèrent complètement.

Pour mieux faire ressortir la différence, dans les figures 22 et 23 qui sont de simples figures de principe, nous avons considéré une machine à quatre détentes successives. Nous avons supposé que le rapport du volume de chaque cylindre à celui du cylindre qui le précède est égal à 2,25, ce qui rentre dans les proportions usuelles ; les volumes des quatre cylindres sont ainsi représentés par les nombres,

1 2,25 5,1 11,4 ;

enfin, pour chaque cylindre, l'espace mort a été supposé égal au dixième du volume du cylindre, ce qui ne s'écarte pas beaucoup de la réalité. On voit que l'espace mort α A' du cylindre D, égal à 1,14, est un peu plus grand que le volume total du cylindre D''', augmenté de son espace mort α A, qui est de 1,1 seulement.

D'après ces chiffres, il faut remarquer surtout que le diagramme totalisé de la machine à quadruple détente renferme une aire considérable, non comprise dans le diagramme théorique de la machine à un seul cylindre ; cette aire, située à gauche de A', se compose de la totalité

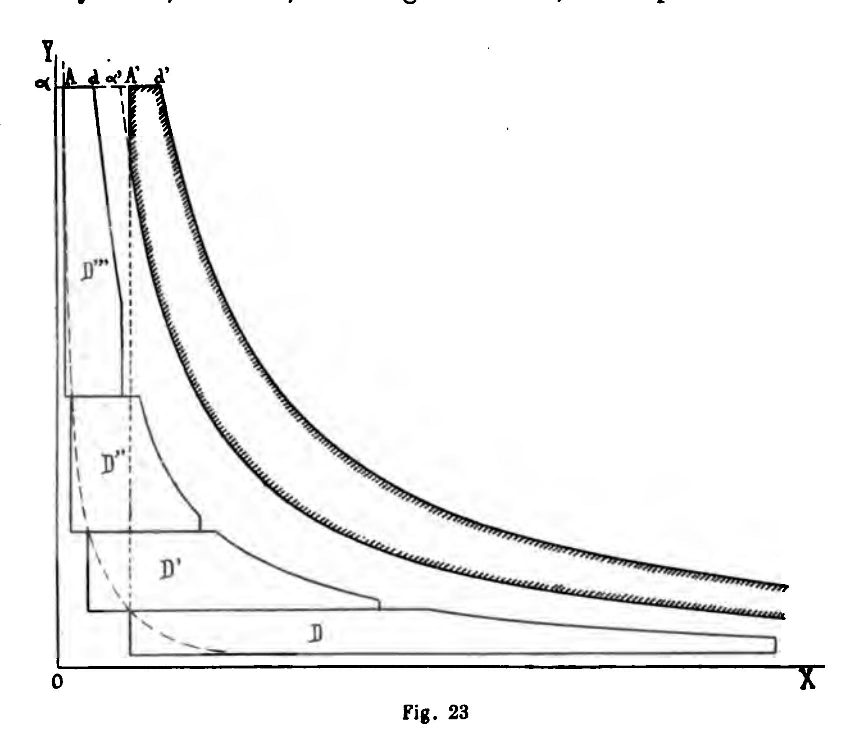


Fig. 23

du diagramme du cylindre D''', de plus de la moitié du diagramme du cylindre D'' et d'une fraction encore notable du diagramme du cylindre D'.

Pour diminuer la différence entre les conditions de fonctionnement de la vapeur, dans la machine à un seul cylindre et celle à quatre détentes, on pourrait songer, dans la première, à reporter vers la droite l'origine *d* de la courbe de détente ; on y arriverait, théoriquement, pour une même dépense de vapeur $\alpha\, d$, en faisant remplir une grande partie de l'espace mort du cylindre unique par de la vapeur comprimée pendant le retour du piston, dans les conditions déjà indiquées fig. 19. Il est facile de s'assurer qu'aucun résultat sérieux ne saurait être obtenu par ce moyen.

Supposons en effet une pression de 10 kilogrammes à l'admission et de 0 kg., 1 à l'évacuation ; la vapeur, ramenée par compression de la seconde pression à la première, sera réduite au centième de son volume. Donc en opérant la compression pendant toute la course de retour, le volume $11{,}4 + 1{,}14 = 12{,}54$ donnera seulement 0,125 de vapeur à 10 kilogrammes de pression, c'est-à-dire à peu près le dixième du volume 1,14 de l'espace mort ; ce résultat serait insignifiant. Pour donner dans le cylindre une introduction $A'd'$ égale à $A\,d$, avec une dépense de vapeur $\alpha'\,d'$ égale à $\alpha\,d$, il faudrait remplir $\alpha\alpha'$ par compression. Or

$$\alpha\,\alpha' = \alpha\,A' - \alpha'\,A' = 1{,}14 - 0{,}1 = 1{,}04.$$

Il faudrait donc opérer sur un volume de vapeur plus grand que le volume total du cylindre D et de l'espace mort, dans le rapport

$$\frac{1{,}04}{0{,}125},$$

ce qui obligerait à augmenter le volume du cylindre D, dans un rapport égal à 8,3. La fig. 23 représente, dans sa partie hachée, une portion du diagramme de ce cylindre irréalisable.

L'avantage des machines à détentes successives, au point de vue de l'aire du diagramme théorique, apparaît clairement sur les fig. 22 et 23. Il consiste dans la réalisation, naturellement obtenue par l'échelonnement des espaces morts, d'une sorte de courbe de compression fictive ayant pour abscisses le dixième environ des abscisses de la courbe de détente, tandis que la courbe de compression réelle, conduisant aux mêmes économies de vapeur dans un cylindre unique, est tout à fait impossible à obtenir.

A cet avantage, pour ainsi dire géométrique, s'en ajoutent d'autres, qui résultent des propriétés physiques des parois des cylindres et de la vapeur et que nous étudierons à l'occasion des condensations intérieures, n° 36 et suivants.

17. — *Calcul de l'ordonnée du diagramme fictif* Π, *et de son rapport* φ *à la pression initiale.* — Pour comparer entre eux les diagrammes des différentes machines, on considère, non pas l'ordonnée moyenne en valeur absolue, mais bien son rapport à l'ordonnée moyenne du diagramme fictif, tracé d'après la régulation connue de l'appareil de distribution de vapeur.

Comme nous l'avons vu, le diagramme fictif est tracé sans tenir compte des espaces morts, c'est-à-dire en prenant pour courbe de détente la courbe D E', de la fig. 20, et non la courbe D E. De plus on suppose que la contre-pression au condenseur est nulle. Enfin, dans le diagramme fictif, il n'est jamais tenu compte de la compression.

Le diagramme fictif est le même pour une machine à détente multiple que pour un cylindre unique, dans lequel la vapeur aurait le même volume initial et le même volume final.

L'ordonnée moyenne Π des diagrammes fictifs, ainsi prise comme terme de comparaison intermédiaire, se calcule algébriquement d'une manière très simple.

Suit P_a la pression initiale et V_a le volume initial de la vapeur au moment de l'admission; soit V_e le volume final, égal à $V_a\,\Delta$, le rapport Δ étant le coefficient de détente de la machine.

Pendant l'admission, le travail produit est

$$(10) \qquad f = P_a\,V_a.$$

Pendant la détente, le travail est

$$\int_{V_a}^{V_e} p\,dv = \int_{V_a}^{V_e} \frac{P_a\,V_a}{v}\,dv = P_a\,V_a \text{ log. nép. } \frac{\Delta\,V_a}{V_a} = P_a\,V_a \text{ log. nép. } \Delta,$$

ou, en passant du logarithme népérien au logarithme ordinaire,

$$(11) \qquad f' = 2{,}3026\,(P_a\,V_a \log.\ \Delta).$$

La compression étant supposée nulle, le travail total est

$$(12) \qquad f + f' = P_a\,V_a\,(1 + 2{,}3026 \log.\ \Delta).$$

D'autre part, ce travail est égal au produit de l'ordonnée moyenne par le volume engendré par le piston

$$\Pi \times V_a\,\Delta.$$

Nous tirons de là,

$$(13) \qquad \Pi = P_a \frac{1}{\Delta}\,(1 + 2{,}3026 \log.\ \Delta).$$

TABLEAU VII

Tableau des valeurs de $\varphi = \frac{1}{\Delta}(1 + 2{,}3026 \log. \Delta)$.

Δ	$\frac{1}{\Delta}$	$\varphi = \frac{\Pi}{P_0}$	Δ	$\frac{1}{\Delta}$	$\varphi = \frac{P_o}{\Pi}$
40	0,025	0,117	6,25	0,160	0,453
36,36	0,0275	0,126	5,88	0,170	0,471
33,33	0,030	0,135	5,55	0.180	0,488
30,77	0,0325	0,144	5,26	0,190	0,505
28,57	0,035	0,152	5	0,200	0,522
26,67	0,0375	0,161	4,54	0,22	0,553
25	0,040	0,169	4,16	0,24	0,583
23,53	0,0425	0,177	3,84	0,26	0,610
22,22	0,045	0,184	3,57	0,28	0,636
21,05	0,0475	0,192	3,33	0,30	0,661
20	0,050	0,200	3,125	0,32	0,685
18,18	0,055	0,214	2,94	0,34	0,707
16,66	0,060	0,229	2,78	0,36	0,728
15,38	0,065	0,242	2,63	0,38	0,748
14,28	0,070	0,256	2,50	0,40	0,767
13,33	0,075	0,269	2,27	0,44	0,801
12,50	0.080	0,282	2,08	0,48	0,832
11,76	0,085	0,294	1,92	0,52	0,860
11,11	0,090	0,306	1,78	0,56	0,885
10,53	0,095	0,318	1,66	0,60	0,906
10	0,100	0.330	1,56	0,64	0,926
9,09	0,110	0,352	1,47	0,68	0,942
8,33	0,120	0,374	1,39	0,72	0,957
7,69	0,130	0,395	1,32	0,76	0,969
7,14	0,140	0,415	1,25	0,80	0,979
6.66	0,150	0,435			

Si l'on veut, à l'aide de ce tableau, se rendre compte de l'économie attachée à l'emploi de la détente, il suffit d'effectuer les produits $\Delta \times \varphi$. En effet, la dépense de vapeur par cylindrée est inversement proportionnelle à Δ et le travail est proportionnel à φ ; les produits $\Delta\ \varphi$ représentent donc les travaux effectués par une même quantité de vapeur.

On voit que si, de $\Delta = 1$ qui correspond à $\Delta \times \varphi = 1$, on passe à $\Delta = 40$ qui correspond à $\Delta \times \varphi = 10$, le travail fourni par la vapeur est multiplié par 10.

Ce n'est là, bien entendu, qu'une évaluation, sans exactitude numérique.

Le rapport de Π à P_a ne dépend que du coefficient de détente Δ; c'est ce rapport φ que l'on a calculé, et dont on trouve la valeur dans des tableaux tout préparés, par exemple dans *les Machines marines* de M. Bienaymé p. 160.

Le rapport Δ varie pour les machines marines dans les limites très étendues; il s'élève au-dessus de 30 pour des appareils à quadruple expansion, où le rapport des volumes des cylindres extrêmes atteint 12 et où l'introduction I peut descendre à 0,3. Les tableaux doivent donc partir de $\Delta = 40$ au moins. Ce rapport peut descendre à 2,5 sur les machines à détente double. Dans les anciennes machines à une seule détente, il était souvent de 1,25.

Le tableau de la page 57 va de $\Delta = 40$ à $\Delta = 1,25$

18. — *Coefficient de réduction* ψ. — L'ordonnée moyenne du diagramme fictif $\Pi\, P_a\, \varphi$ ayant été déterminée pour une machine, à l'aide du tableau qui précède, on prend le rapport de l'ordonnée totalisée p fournie par les courbes des indicateurs, à cette ordonnée Π du diagramme fictif. Appelons ψ ce rapport.

Le rapport ψ caractérise une machine, indépendamment de P_a et de Δ; sa valeur dépend de tous les détails de la régulation des tiroirs, des étranglements des orifices, des condensations intérieures etc. Sa valeur détermine celle du travail indiqué, sans toutefois qu'une valeur élevée soit nécessairement l'indice d'une bonne utilisation de la vapeur.

Pour une machine en projet, l'ordonnée moyenne est,

$$p = P_a \times \varphi \times \psi; \qquad (14)$$

elle ne peut être déterminée qu'en attribuant à ψ la valeur obtenue sur une machine connue, fonctionnant dans des conditions analogues. Il importe donc de posséder des tableaux complets des valeurs de ψ pour toutes sortes de circonstances. Le tableau VIII contient huit séries de valeurs de ψ, auxquelles j'ai ajouté l'indication de la consommation de charbon C par cheval et par heure, la donnée la plus instructive au sujet du rendement économique des machines.

Les premiers exemples remontent à l'époque, où les machines marines marchaient à une pression effective de 1 kg. 5 (charge sur les soupapes de sûreté).

TABLEAU VIII

1° *Machines à détente simple.*

Noms des bâtiments	P_a	Δ	p	$\Pi = P_o \varphi$	ψ	C	
Creuse, transport...	$2^k,6$	1,47	1^k414	2,485	0,569	$1^k,96$	2 cylindr.
Provence, frég. cuir..	$2^k,6$	1,37	1,482	2,490	0,595	$1^k,52$	
Flandre, id. ..	$2^k,7$	1,54	1,639	2,500	0,656	$1^k,65$	2 cylindr.
Guyenne, id. ..	$2^k,6$	1,31	1,580	2,531	0,624	$1^k,96$	
Revanche, id. .	$1^k,9$	2,50	0,851	1,439	0,591	$1^k,61$	3 cylindr.
Moyenne.	......	......	.....	....	0,607	$1^k,74$	

Pour les machines à détente double, la pression de timbre dans les chaudières parallélipipédiques a été portée graduellement de 1 kg. 5 à 2 kg. 25 ; il y avait toujours trois cylindres égaux, un pour l'admission, deux pour la détente, ce qui donne un rapport R constant et égal à 2 entre le volume des cylindres de détente et celui du cylindre d'admission.

TABLEAU VIII

2° *Machines à détente double* $\left(R = \frac{D^2}{D'^2} = 2\right)$.

Noms des bâtiments	P_a	$\Delta = R \times \frac{1}{I}$	$\Pi = P_a \varphi$	p	ψ	C
d'Estrées.....	2^k51	2,22	2,036	1^k424	0,699	1^k490
Cher	2,92	2,27	2,342	1,776	0,758	1,394
Suffren.......	3,04	2,22	2,462	1,637	0,664	1,380
Victorieuse ..	3,14	2,24	2,528	1,635	0,646	1,200
Infernet	3,48	3,03	2,421	1,523	0,629	1,059
Trident	3,51	2,41	2,739	1,747	0,637	1,185
Moyenne.	....	....	... .	....	0,672	1,28

Les machines de cette époque ont été étudiées avec grand soin par M. Bienaymé, qui, ayant calculé les valeurs de ψ pour 279 appareils, a trouvé $\psi = 0,613$ en moyenne dans les machines à détente simple, et $\psi = 0,690$ dans celles à détente double.

Toutes les machines offraient alors une grande ressemblance entre elles; de plus, la pression étant faible, la détente n'était jamais poussée très loin. Le diagramme fictif présentait alors un point de départ suffisamment exact pour la détermination de p dans toutes les circonstances considérées.

Pendant la période qui a suivi, la pression absolue P_a, que l'on a pris l'habitude de désigner de préférence à la pression de timbre s'est élevée

successivement à 5, 6, 7, 8 kilogrammes avant d'en venir à l'emploi aujourd'hui général des machines à triple expansion. La détente toujours supérieure à 4 a été quelquefois poussée très loin ; les machines ont fonctionné dans les conditions les plus variées ; il en est résulté pour ψ des valeurs extrêmement différentes, entre lesquelles il serait puéril de chercher à établir une valeur moyenne.

En se limitant aux essais dans lesquel Δ est resté inférieur à 8, essais à l'allure normale, à feux poussés, souvent au tirage forcé, on forme le tableau suivant :

TABLEAU VIII

3° *Machines à double détente* (*détente modérée*).

Noms des bâtiments	P_a	$\Delta = R \times \frac{1}{I}$	$\Pi = P_a \varphi$	p	ψ	C
Amiral-Baudin	5k41	$\frac{3,33}{0,755} = 4,41$	3k047	1k914	0,624	0k919
	5,30	$\frac{3,33}{0,56} = 5,95$	2,477	1,632	0,659	0,871
Formidable	5,69	$\frac{3,31}{0,8} = 4,14$	3,386	2,1145	0,633	1,025
	5,62	$\frac{3,31}{0\ 55} = 6,02$	2,606	1,6445	0,631	0,855
Marceau	7,10	$\frac{3.27}{0,673} = 4,86$	3,776	2,232	0,591	1,159
Cocyte	7,05	$\frac{2,983}{0,566} = 5,27$	3.552	2,165	0,609	0,878
Cécile	7,55	$\frac{3,386}{0,67} = 5.05$	3,918	2,51	0,592	1,057
Sfax	7,54	$\frac{3,43}{0,76} = 4,51$	4,192	2,624	0,625	0.914
	7,57	$\frac{3,43}{0,56} = 6,13$	3,474	2,114	0,608	0,766
Vautour	7,81	$\frac{4}{0,5} = 8$	3,01	1,674	0,556	0,929
Flamme	7,98	$\frac{3,375}{0,5} = 7,55$	3,194	2,189	0,685	0,975
Troude (*grande admission*)	8,11	$\frac{4}{0,65} = 6,15$	3,715	2,123	0,572	1,276
Surcouf *id*	8,20	$\frac{4}{0,61} = 6,56$	3,598	2,031	0,564	1,261
Moyenne	......	....	....	......	0,603	0,91

Sur le tableau VIII-3°, les valeurs de ψ ne s'écartent pas de plus du dixième de leur valeur moyenne, laquelle est notablement plus faible que pour les machines à faible détente du tableau N° 2.

Si maintenant nous considérons les essais faits à longue détente, nous constatons une très grande irrégularité dans leurs résultats. Le plus souvent, la valeur de ψ est beaucoup plus faible que dans le tableau VIII-3° ; exemples :

TABLEAU VIII

4° Machines à détente double (longues détentes).

Noms des bâtiments.	P_a	$\Delta = R \times \frac{1}{I}$	$\Pi = P_a \varphi$	p	ψ	C
Mitraille	7k964	$\frac{4,05}{0,5} = 13,5$	2k118	0k954	0,449	»
Vauban	6,913	$\frac{4}{0,22} = 18,2$	1,479	0,6335	0,428	1k230
Pelayo	6,909	$\frac{3,318}{0,3} = 11$	2,121	0,8625	0.407	0,721
Troude (petite admission)	7,485	$\frac{4}{0,3} = 13,3$	2,013	0,816	0,405	0.965
Surcouf *id*......	7,644	$\frac{4}{0,32} = 12,5$	2,156	0,5955	0,276	0,946
Moyenne..	....	....	......	... .	0,393	0,965

Ces faibles valeurs de ψ s'expliquent par la grandeur de la compression, conséquence forcée de la régulation des tiroirs, quand on fait de la détente avec la coulisse Stephenson.

Dans certains cas, et pour des détentes extrêmement prolongées dans des essais à petite vitesse, la valeur de ψ s'élève au contraire beaucoup au-dessus de la moyenne du tableau III, et arrive même à dépasser l'unité, exemples :

TABLEAU VIII

5° Machines à détente double (très longues détentes).

Noms des bâtiments.	P_a	$\Delta = R \times \frac{1}{I}$	$\Pi = P_a \varphi$	p	ψ	C
Cocyte	5k560	$\frac{2,983}{0,17} = 17,55$	1k238	12k07	0,97	0k847
Grenade	5,383	$\frac{3,375}{0,15} = 22,5$	0,990	1,230	1,24	1,016
Flamme	5,858	$\frac{3,375}{0,15} = 22,5$	1,076	1,315	1,22	0,824

Ces valeurs en apparence anormales de ψ peuvent s'expliquer par le travail de la vapeur de l'espace mort (fig. 18), quand le volume de cet espace est une fraction importante du volume d'introduction. La courbe

de détente DE s'élève alors beaucoup au-dessus de la courbe DE' du diagramme fictif, et la surface du diagramme vrai est accrue d'autant.

Quoiqu'il en soit, le diagramme fictif ne peut être d'aucune utilité pour prévoir l'ordonnée moyenne des machines à détente double, lorsque Δ dépasse 10. Du reste, on ne se sert plus guère aujourd'hui de ce diagramme, même aux grandes introductions, sauf pour les premiers calculs, d'approximation grossière. Dans le projet d'une machine, on s'attache à tracer d'avance les diagrammes vrais pour toutes les allures considérées, en s'appuyant sur l'exemple des machines analogues.

Pour les machines à détente triple, il n'a pas été publié de données aussi nombreuses et aussi variées que pour celles à détente double. On peut consulter les tableaux suivants qui s'appliquent à différentes sortes de navires.

TABLEAU VIII

6° *Machines à détente triple* (Paquebots).

Noms des Bâtiments	P_a	$\Delta = R \times \frac{1}{I}$	$\pi = P_a \varphi$	p	ψ	C
Kaiser-Wilhelm der Grosse	13k,00	$\frac{6,89}{0,75} = 9,19$	4k615	2k450	0,54	»
Sprée	11,00	$\frac{6,925}{0,62} = 11,17$	3,377	2,310	0,68	»
Campania	11,60	$\frac{7,02}{0,75} = 9,36$	3,920	2,540	0,65	»
Teutonic	12,60	$\frac{6,56}{0,70} = 9,37$	4,272	2,750	0,64	»
Normannia	11,11	$\frac{7,022}{0,58} = 12,11$	3,222	1,600	0,50	0k862
Fürst-Bismark	10,60	$\frac{6,02}{0,75} = 8,03$	4,060	2,200	0,54	0,857
Touraine	10,50	$\frac{5,96}{0,70} = 8,51$	3,864	2,140	0,55	0,840
Navarre	10,50	$\frac{6,90}{0,65} = 10,61$	3,318	1,730	0,52	0,810
Tarn	10,00	$\frac{6,52}{0,70} = 9,31$	3,460	2,280	0,66	0,860
Vendée	10,00	$\frac{7,00}{0,68} = 10,29$	3,320	1,980	0,61	0,880
Moyenne. . . .	. . .	. . . .	. . . . .	. . . . .	0,59	0,851

TABLEAU VIII

7° *Machines à détente triple* (Bâtiments de guerre).

Noms des bâtiments	P_a	$\Delta = R \times \frac{1}{I}$	$\pi = P\alpha\varphi$	p	ψ	C
Carnot	13k50	$\frac{5,673}{0,75} = 7,56$	5,212	2k582	0,50	0k892
Charles-Martel . .	13,80	$\frac{5,625}{0,70} = 8,03$	5,478	2,812	0,51	0,792
Brennus	13,80	$\frac{5,670}{0,68} = 8,34$	5,168	2,652	0,51	0,988
Dupuy-de-Lôme . .	12,00	$\frac{5,767}{0,64} = 9,02$	4,215	2,519	0,60	0,935
Cassard.	11,28	$\frac{4,765}{0,70} = 6,81$	4,794	3,260	0,68	0,881
Bugeaud	14,50	$\frac{5,039}{0,685} = 7,35$	5,920	3,117	0,53	0,728
Friant	13,20	$\frac{5,039}{0,65} = 7,75$	5,131	3,331	0,65	0,909
du-Chayla. . . .	13,50	$\frac{5,340}{0,67} = 7,97$	5,099	2,624	0,51	0,915
Descartes	13,80	$\frac{5,988}{0,635} = 9,43$	4,775	2,730	0,57	0,965
Jean-Bart. . . .	10,80	$\frac{5,444}{0,72} = 7,56$	4,302	2,247	0,52	0,807
Galilée.	13,60	$\frac{5,405}{0,65} = 8,31$	0,561	2,847	0,56	0,989
Sfax.	7,54	$\frac{3,430}{0,76} = 4,51$	4,192	2,624	0,62	0,914
Cassini.	13,90	$\frac{5,032}{0,735} = 6,84$	6,530	3,448	0,53	0,881
d'Iberville	12,14	$\frac{5,398}{0,705} = 7,61$	4,807	3,023	0.63	0.980
Forban.	14,90	$\frac{4,197}{0,71} = 5,91$	7,056	4,450	0,63	»
Chevalier . . .	13,40	$\frac{4,175}{0,70} = 5,96$	6,298	4,206	0,66	»
Moyenne. .	......	. ...	....	.. ...	0,575	0,899

Pour les machines à détente quadruple, qui ont fait leur apparition sur les paquebots il y a une quinzaine d'années, mais qui n'ont guère été appliquées sur les navires de guerre, voici quelques chiffres calculés pour la plupart par M. Ch. Busley (*die Entwiekelung der Schiffsmachine*, (p. 62).

TABLEAU VIII

8° *Machines à détente quadruple.*

Noms des bâtiments.	P_a	$\Delta = R \times \frac{1}{I}$	$\pi = P_a \psi$	p	ψ	C
Saint-Paul et *Saint-Louis* .	14k,20	$\frac{7,28}{0,71} = 10,253$	4k,433	2k600	0,586	»
Gascogne	11k	$\frac{7,26}{0,8} = 9,075$	3, 905	2 220	0,568	0k,800
Rionnag-na-Mara	11,953	»	»	»	0,610	»
Suez	11,740	»	»	»	0,600	»
County-of-York	10,900	»	»	»	0,590	»
Kronprinz-Friedrich-Wilhelm.	11,650	»	»	»	0,560	»
Moyenne..........	.... .	....	. ....	. ....	0,586	

Ce tableau est relatif à un yacht et à cinq paquebots. Quand on abordera l'application aux bâtiments de guerre, avec les régimes divers et les allures très variées que ces navires exigent, on trouvera sans doute pour ψ des valeurs beaucoup plus irrégulières.

Le coefficient ψ, ou plutôt le rapport ψ, se nomme assez souvent coefficient de *rendement*. Comme il ne représente à aucun titre l'utilisation de la vapeur comme agent de travail, puisque la compression, par exemple, qui peut augmenter l'utilisation, diminue toujours ψ, on devrait l'appeler plutôt coefficient de *réduction du diagramme fictif*. L'unique utilité possible du coefficient de réduction ψ, nous ne devons pas l'oublier, est d'aider à établir un projet ou un avant-projet de machine, en partant d'un appareil similaire.

§ 3. — Analyse des facteurs du travail indépendants de l'ordonnée.

19. — *Volume final de vapeur par cheval; son influence sur l'allure économique des machines.* — Le travail d'une machine, en kilogram-

mètres dans un temps donné, est égal au produit de deux facteurs, l'ordonnée moyenne p, que nous venons d'apprendre à déterminer, et le volume final de la vapeur pour le temps considéré (volume engendré par les pistons). Soit V_c le volume final de la vapeur ramené à 1^s de temps; le travail en chevaux, en supposant le diamètre D du cylindre exprimé en mètres dans la valeur de V_c, peut s'écrire,

$$F = V_c \times p \times \frac{10.000}{75}, \tag{15}$$

ce qui est sous une autre forme, notre expression (5). Posons,

$$\frac{V_c}{F} = v\,;$$

v est le *volume final de vapeur par cheval*, et nous avons, entre v et p, la relation générale,

$$vp = \frac{75}{10.000} = 0{,}0075. \tag{16}$$

L'expression de v est d'ailleurs,

$$v = \frac{1}{4}\,\frac{\pi D^2 \times 2C \times N}{60\,F} = \frac{\pi D^2 CN}{120} \times \frac{1}{F} \tag{17}$$

Le volume v est une sorte de coefficient de volume, comme p un coefficient de pression; la valeur de l'un dépend de celle de l'autre, mais l'un d'eux peut être choisi arbitrairement. C'est le choix de p ou de v, dans l'équation (16), qui est le point à la fois le plus important et le plus délicat, au début de la préparation d'un projet de machine.

Le poids et l'encombrement de la machine augmentent avec le volume par cheval v; ils sont même à peu près proportionnels à Fv ou V_c, qui est, à un coefficient constant près, l'ancienne puissance nominale de Watt, si longtemps usitée dans la marine,

$$\frac{D^2\,CN}{0{,}56}. \tag{18}$$

Le poids et l'encombrement des chaudières et du charbon, qui marchent toujours ensemble, augmentent au contraire quand v diminue et que p augmente, puisque la vapeur, moins détendue, est moins bien utilisée et que, par suite, il faut en fournir un plus grand poids pour obtenir un travail déterminé.

Il existe pour la détente Δ, une limite, inférieure à celle qui amènerait la vapeur à la pression du condenseur, au dela de laquelle on ne gagne

plus rien, sur l'utilisation de la vapeur et par suite sur la consommation de charbon par cheval, en détendant davantage. La cause en est, sans doute, dans les condensations et pertes de vapeur de tout genre qui seront indiquées plus loin et qui, étant à peu près constantes par cylindrée, représentent une fraction de plus en plus grande de la quantité de vapeur totale quand l'introduction diminue.

L'existence d'un volume final de vapeur v déterminé, ou d'une détente Δ, correspondant à un maximum d'utilisation de la vapeur est confirmée par plusieurs exemples dans les tableaux VIII. On peut la vérifier mieux encore, en calculant le poids de vapeur sensible d'après les diagrammes, dans des expériences faites à des introductions très variées, où la dépense de charbon a été mesurée. On trouve généralement que le poids de vapeur sensible dépensé par cheval diminue quand la détente augmente, mais on trouve en même temps que le poids de vapeur sensible produit par kilogramme de charbon diminue, quand la détente augmente.

Les essais du *Jean-Bart* et du *Troude* ont fourni l'exemple d'une diminution bien marquée dans le poids de vapeur sensible au cylindre admetteur par kilogramme de charbon brûlé, quand l'introduction diminue au cylindre admetteur :

Noms des bâtiments		Poids de vapeur sensible		Charbon brûlé par heure	Poids de vap. sensible par kil. de charbon		I
		par coup de piston	par heure				
Jean-Bart	à 118t .	1k,810	25.625k	3.245k	7k,90	diff. 0k,9	0,72
	à 83t,4 .	0k,636	6 366k	909k,8	7k		0,56
Troude .	à 133t .	1k,570	25 057k	4.121k	6k,08	diff. 0k,9	0,65
	à 85t,4 .	0k,388	3.981k	768k,4	5k,18		0,30

Les poids de vapeur sensible, dans ce tableau, ont été calculés en tenant compte de la compression.

De même qu'un certain volume final de vapeur v convient à chaque machine et doit être adopté pour sa construction, de même toute machine construite présente une puissance minimum, au-dessous de laquelle le volume final par cheval est excessif, l'augmentation de travail par kilogramme de vapeur sensible ne compensant plus la diminution de vapeur sensible par kilogramme de charbon.

L'allure économique de chaque machine peut être assez bien déterminée, d'après les résultats des essais progressifs faits lors de la recette de l'appareil; les expériences les plus récentes des navires de guerre français vont nous le montrer. Prenons, pour unité de travail, la puissance maximum, et, pour unité de consommation de charbon par cheval,

celle correspondant à la puissance maximum; considérons la marche à des allures de plus en plus réduites, jusqu'au vingtième de la puissance maximum. La consommation de charbon par cheval varie approximativement de la manière suivante :

Puissance F.	Consommation de charbon par cheval C.
1	1
0,9	0,93
0,8	0,90
0,7	0,85
0,6	0,80
0,5	0,76
0,4	0,73
0,3	0,73
0,2	0,77
0,1	0,87
0 05	1,03

L'allure économique correspond ainsi au quatre dixièmes environ de la puissance maximum. Au-dessous de cette puissance, la consommation croît beaucoup plus vite qu'elle n'augmente au-dessus, de telle sorte qu'aux six centièmes de la puissance, on retrouve, sur le tableau la même consommation de charbon par cheval qu'à la puissance maximum.

La loi entre les variations de C et celles de F change évidemment avec la détente à toute puissance, la pression de régime, le réchauffage des enveloppes, l'emploi de la surchauffe et toutes les conditions influant sur l'utilisation de la vapeur, qui seront étudiées au chapitre III.

Il semblerait plus logique de rapporter la consommation de charbon à la détente Δ qu'à la fraction de la puissance F réalisée ; mais on n'a pas d'éléments de comparaison certains de ce côté, parce que la réduction de puissance s'obtient en partie par l'étranglement du registre de vapeur. L'utilisation des chaudières a d'ailleurs le rôle principal dans la diminution de C, lorsque F passe de 1 à 0,5, le nombre des foyers allumés restant en général constant, entre ces limites de F.

L'*allure économique des machines*, qui, pour les bâtiments de guerre considérés, correspond aux quatre dixièmes de la puissance maximum et par conséquent, aux trois quarts environ de la vitesse maximum, soit à 15 nœuds pour des navires de 20 nœuds, ne doit pas être confondue avec la *marche économique des navires* donnant le minimum de consommation de charbon par mille parcouru. Ainsi, au vingtième de la puissance, à $7^n,4$ de vitesse sur un navire de vingt nœuds, la consommation par mille est représentée d'après le tableau précédent par

$$1,03 \times 7,4^2 = 56$$

seulement, tandis qu'à l'allure économique de la machine, à 14 nœuds, la consommation par mille est proportionnelle à

$$0,725 \times 15^2 = 163.$$

La marche économique est atteinte seulement, quand la puissance diminuant encore, la consommation par cheval croît plus vite que

$$\frac{F}{V}, \text{ proportionnel à } F^{\frac{2}{3}},$$

ne diminue.

Sur les bâtiments de guerre, la vitesse de route ordinaire n'étant que la moitié de la vitesse d'essai, il y a intérêt à ce que l'allure économique de la machine corresponde à un faible développement de puissance. Par suite, la puissance maximum se détermine en prenant une forte ordonnée moyenne p et un faible volume final de vapeur par cheval v; la détente Δ, à toute puissance ne dépasse pas 10, et reste généralement comprise entre 7 et 9, pour une introduction I de 0,7 au cylindre admetteur.

L'appareil de conduite des tiroirs permet de réduire assez facilement de moitié l'introduction de 0,7 en réduisant ainsi l'ordonnée moyenne p dans le rapport 0,56 et la puissance dans le rapport 0,42, ce qui rapproche de l'allure économique; quelques appareils permettent de tripler Δ. Pour quadrupler Δ et réduire ainsi p dans le rapport 0,36 et F dans le rapport 0,22 il faudrait recourir à des systèmes de détente variables compliqués; on préfère se servir du registre, qui suffit pour réaliser l'allure économique indiquée plus haut. Quand on veut réduire la puissance à 0,10 et même 0,05 de sa valeur maximum, il faut recourir à un très grand étranglement du registre et à l'abaissement de la pression initiale, conditions défavorables à l'utilisation de la vapeur; de là provient en partie la rapide augmentation de consommation par cheval, quand la puissance descend au-dessous d'une certaine limite. Pour réaliser plus convenablement les grands accroissements de Δ nécessaires aux allures lentes, on a essayé diverses combinaisons permettant de faire varier le nombre des détentes successives dans la machine; mais l'emploi d'aucune de ces combinaisons, essayées en particulier sur la flotte japonaise en 1886, ne s'est généralisé jusqu'ici. Un moyen très efficace consiste à avoir plusieurs machines sur chaque arbre d'hélice, et à désembrayer les machines avant, dans la marche à petite vitesse; il a été employé pour la première fois sur le *Milan*.

Sur les paquebots, les conditions sont toutes différentes. L'allure de route se rapproche beaucoup de la toute puissance, qui doit être par suite aussi voisine que possible de la marche économique. Les machines se calculent avec de faibles ordonnées p et de grandes valeurs du volume final de vapeur v; la détente Δ, à toute puissance, s'élève à 14, à 16 et même au delà. C'est en partie le motif du poids plus grand des machines des paquebots, comparé au poids des machines de guerre.

Les machines de paquebots, d'après ce qui précède, ne se prêtent pas aux réductions d'allure; la consommation de charbon par cheval augmenterait de suite, et d'une manière exagérée. Une véritable transformation de la machine s'impose donc, quand on veut diminuer la vitesse. La question s'est posée sur une ligne de cargos de $10^n,5$ dont on a voulu réduire la vitesse à 9 nœuds pour les traversées de retour. La solution adoptée, diamétralement opposée à celle qui convient aux navires de guerre, a consisté à transformer les machines à triple détente en machine à double détente, pour la marche à petite vitesse; on cale le piston du cylindre B. P. et on démonte sa bielle, ce qui diminue de moitié le volume final de vapeur.

Nous étudierons au chapitre III, les moyens d'améliorer l'utilisation de la vapeur à l'allure économique et aux autres allures.

20. — *Vitesse moyenne des pistons.* — Le volume final de vapeur d'une machine étant déterminé, on peut le réaliser de diverses manières, en faisant varier le rapport entre les trois facteurs D^2, C, N, qui le composent, d'après la formule (17). De ces trois facteurs, un seul, le nombre de tours N est quelquefois imposé par des considérations étrangères à la machine, comme nous le verrons au chapitre IX, en étudiant la résistance à la rotation et le rendement des hélices. On peut donc, quand on dispose librement du facteur C, décomposer le produit D^2CN en deux facteurs D^2 et CN, de la manière que l'on juge la plus avantageuse.

Le facteur D^2, qui représente la section du cylindre d'émission, est celui qui influe le plus sur le poids et sur l'encombrement des machines; il y a intérêt à le réduire, en augmentant au contraire le plus possible le produit CN, qui représente dans la formule (17) la vitesse moyenne des pistons,

$$\text{(19)} \qquad \frac{2\ CN}{60} = \frac{CN}{30}.$$

La limite supérieure de la vitesse moyenne des pistons est entièrement fixée par la pratique; elle va toujours en s'élevant, à mesure que l'ajustage et le montage plus parfaits des pièces éloignent les dangers de chocs et d'échauffements des parties frottantes, et à mesure que le progrès dans la construction des machines et des coques rend les trépidations moins à craindre. On n'osait guère, il y a trente ans, dépasser 2 mètres de vitesse moyenne par seconde; on atteint aujourd'hui 6 mètres sans que la sécurité soit sensiblement moindre.

La vitesse moyenne des pistons, à mesure qu'elle augmente, exige une perfection plus grande dans la construction et des soins plus minu-

tieux dans la conduite des machines. Cette vitesse doit donc varier, selon la destination des bâtiments. Nous diviserons le tableau IX se rapportant à des machines toutes récentes en quatre parties consacrées aux cargos, aux paquebots, aux bâtiments de guerre, aux torpilleurs et contre-torpilleurs.

TABLEAU IX

	Noms des bâtiments	F	C	N	$\frac{CN}{30}$
	1° PAQUEBOTS				
Français	*Lorraine* *	22000ch.	1m700	90t	5m10
Français	*Touraine*.	12066	1,660	76,5	4,22
Français	*Bretagne*.	9390	1,700	72	4,08
Français	*Gascogne*	9249	1,700	62,2	3,52
Français	*Normandie*	6897	1,700	58	3,29
Français	*Navarre*.	6794	1,340	90,2	4,03
Anglais, Allemands, Americains	*Campania*	27200	1,750	70	4,08
Anglais, Allemands, Americains	*Saint-Paul*	19600	1,524	90	4,57
Anglais, Allemands, Americains	*Teutonic*.	18000	1.524	84,25	4,28
Anglais, Allemands, Americains	*Normannia*	14800	1,676	87,5	4,89
Anglais, Allemands, Americains	*Kaiser-Wilhelm-der-Grosse*	29000	1,750	77,7	4,53
Anglais, Allemands, Americains	*Fürst-Bismark*	15945	1,600	91	4,85
Anglais, Allemands, Americains	*Sprée*.	12300	1,800	70	4,20
	2° CARGOS				
Français	*Laos*	4400ch.	0m700	108t	2m52
Français	*France*	3400	0,796	79	2,10
Français	*Dupleix*	2700	0,636	109	2,31
Français	*Amiral-Courbet*.	2000	1,100	80	2,93
Français	*Cyrnos*	1877	1,067	93,2	3,31
Français	*Lion*	1200	1,200	61	2,44
Français	*Tarn*.	1200	1,100	77,5	2,84
Français	*Vendée*	950	0,914	75	2,28
Français	*Tabor*	899	0,990	64	2,11
Anglais	*Orient* (nouvelles machines) .	8200	1,524	83	4,21
Anglais	*Orient* (anciennes machines).	5500	1,524	60	3,05

Les astérisques indiquent les machines non encore essayées.

TABLEAU IX (*suite*).

	Noms des bâtiments	F	C	N	$\frac{CN}{30}$
	3° BATIMENTS DE GUERRE				
Français	*Jeanne-d'Arc* *	28500$^{ch.}$	0^{m}900	140^{t}	4^{m}20
Français	*Jurien-de-la-Gravière* *	17400	0,700	180	4,20
Français	*Carnot*	16344	1,100	106	3,89
Français	*Charles-Martel*	14836	1,000	96,5	3,21
Français	*Bouvet* *	14000	0,840	120	3,36
Français	*Brennus*	13950	1,100	92	3,87
Français	*Dupuy-de-Lôme*	13186	1,000	137,6	4,58
Français	*Cassard*	10041	0,780	136,5	3,55
Français	*Bugeaud* Cyl. HP et MP	9913	0,800	134	3,57
Français	*Bugeaud* Cyl. BP	9913	0,850	134	3,85
Français	*Friant* Cyl. HP et MP	9624	0,800	126,5	3,37
Français	*Friant* Cyl. BP	9624	0,850	126,5	3,58
Français	*Du Chayla*	9571	0,900	144,4	4,33
Français	*Descartes*	8828	0,720	134	3,22
Français	*Jean-Bart*	7776	0,960	116,7	3,73
Français	*Lavoisier*	7433	0,600	173,8	3,48
Français	*Galilée*	7048	0,600	165	3,30
Français	*Sfax*	6495	1,100	78,75	2,89
Français	*Cassini*	5612	0,500	270	4,50
Français	*d'Iberville*	5235	0,485	292	4,72
Anglais	*Terrible*	24942	1,219	111,4	4,52
Anglais	*Resolution*	13000	1,295	105	4,53
Anglais	*Gibraltar*	12000	1,295	106	4,57
Anglais	*Latona*	9000	0,990	145	4,78
Anglais	*Speedy*	4768	0,533	247	4,89
	4° TORPILLEURS ET CONTRE-TORPILLEURS				
Français	*Durandal* *	5600$^{ch.}$	0^{m}574	310^{t}	5^{m}93
Français	*Forban*	4000	0,460	362	5,55
Français	*Chevalier*	3000	0,414	354	4,88
	Destroyers américains	8110	0,559	327	6,09
Anglais	*Albatros*	8000	0,508	400	6,77
Anglais	*Hornet*	4000	0,457	395	6,02
Anglais	*Havock*	3500	0,457	362	5,51

Les astérisques indiquent les machines non encore essayées.

Un mémoire de M. J. T. Milton et de Sir John Durston publié dans les *Transactions of the Institution of naval Architects* de 1897, fait connaître en détail les progrès réalisés sous le rapport de la vitesse des pistons depuis la création de cette institution en 1860, jusqu'à l'époque actuelle.

Les constructeurs anglais ont tenu généralement la première place dans la réalisation de ces progrès.

21. — *Détermination de la course C et du nombre de tours N.* — La vitesse moyenne des pistons d'une machine étant fixée, il ne reste plus qu'à décomposer le produit CN en ses deux facteurs, pour connaître tous les éléments principaux p, D, C, N, de la machine.

Supposons d'abord que l'on ne soit arrêté, ni pour la valeur de C, ni pour celle de N, soit par des considérations d'encombrement, soit par le rendement de l'hélice. Dans ce cas, on considérera que le facteur N jouit de la très précieuse propriété de n'influer ni sur le poids ni sur le volume de la machine, et on l'augmentera le plus possible, en diminuant d'autant C. Dans cette voie, la limite a été uniquement fixée par l'usage. On verra au chapitre VI, que, pour une valeur donnée de CN, les forces d'inertie, proportionnelles à CN^2, croissent comme le nombre de tours N. On sait d'autre part que les espaces morts, indépendants, pour une grande partie, de la valeur de C, sont, au volume du cylindre, dans un rapport d'autant plus grand que la course C est moindre. Divers constructeurs pensent enfin que le rendement mécanique des machines est moins bon quand la course est faible. Pour ces divers motifs, on n'a pas fait, à ma connaissance, de machines, où la course C soit inférieure aux trois dixièmes du diamètre du cylindre d'émission.

Il arrive assez fréquemment que la valeur de N est imposée par l'hélice, celle de C restant arbitraire. Ce cas ne présente pas de difficulté; c'est en général celui des paquebots, sur lesquels la course C est habituellement, plus grande, par rapport à D que sur les navires de guerre.

Il peut arriver aussi que la course C soit limitée par l'espace dont on dispose, tandis que l'on jouit, pour N, d'une assez grande latitude dans la détermination des éléments de l'hélice. On donne alors à C et N les plus grandes valeurs compatibles avec l'encombrement de la machine et la limite de vitesse moyenne des pistons. Ce cas se rencontre assez souvent pour les machines verticales placées sous le pont blindé d'un navire de guerre.

Quand on est limité, à la fois, pour C par la question d'encombrement, pour N par la question de bon rendement de l'hélice, la vitesse moyenne des pistons CN se trouve elle-même commandée. Les machines se trouvent alors dans des conditions défavorables sous le rapport du poids par cheval.

CHAPITRE III

PERTES DE TRAVAIL ET MOYENS DE LES RÉDUIRE

§. 1. — Étude des pertes d'ordonnée sur les diagrammes d'indicateur.

22. — *Pertes de travail dans les cylindres. Distinctions principales.*— L'utilisation de la vapeur a surtout été étudiée, dans les machines marines, par les constructeurs eux-mêmes, qui se sont rarement élevés au-dessus des considérations exposées dans le chapitre II. Les publications spéciales sont rares; parmi les ouvrages français, on peut consulter particulièrement celui de M. Widmann, *Études des principes de Construction pour les machines marines*, chap. II à IV inclus. Les recherches des ingénieurs se sont faites surtout à un point de vue tout pratique, en comparant entre eux les diagrammes d'indicateur, tels que les fournit l'instrument, et en s'inspirant d'une longue expérience, plutôt qu'en les reportant aux courbes adiabatiques et autres tracés théoriques; elles ont conduit progressivement à des améliorations importantes. Les machines marines paraissent, en effet, tenir aujourd'hui le premier rang, au point de vue de la faible consommation de charbon par cheval.

Les pertes subies par le travail de la vapeur sur les pistons, par suite de l'imperfection des machines, peuvent se répartir presque toutes en deux groupes bien distincts :

1° Perte sur l'ordonnée moyenne, c'est-à-dire sur le travail que fournirait, dans la machine parfaite, la quantité de vapeur sensible, dont le diagramme réel révèle le passage dans le cylindre.

On peut remarquer que la valeur relative de cette perte se rapproche un peu de celle du coefficient de rendement ψ, n° 17, autrefois employé pour établir les projets de machine; on l'évaluerait plus exactement en comparant le diagramme réel, à un diagramme théorique différant moins de la réalité que le diagramme fictif.

2° Pertes sur la quantité de vapeur elle-même, que la chaudière fournit, et à laquelle la quantité de vapeur sensible dans les cylindres reste toujours inférieure.

Le rôle des espaces morts, seul, ne peut pas être exactement défini par l'une ou l'autre des deux sortes de pertes qui précèdent.

L'exactitude avec laquelle les différentes pertes peuvent être connues varie beaucoup, selon la manière dont les expériences ont été conduites.

L'ensemble de toutes les pertes s'évalue en comparant le diagramme d'indicateur, non plus au diagramme fictif du n° 17, figure 20, ni même au diagramme théorique du n° 13, figure 21, l'un et l'autre tracés simplement d'après la régulation du tiroir, mais au diagramme du travail que fournirait toute la vapeur des chaudières, si cette vapeur était dépensée dans une machine parfaite, de cylindres égaux à ceux de la machine réelle. Le rapport χ entre les ordonnées moyennes des deux diagrammes, très inférieur au coefficient ψ, se rapproche beaucoup de l'utilisation spécifique U, de la machine étudiée; il serait cette utilisation elle-même, si le volume des cylindres permettait à la machine parfaite de fonctionner à détente

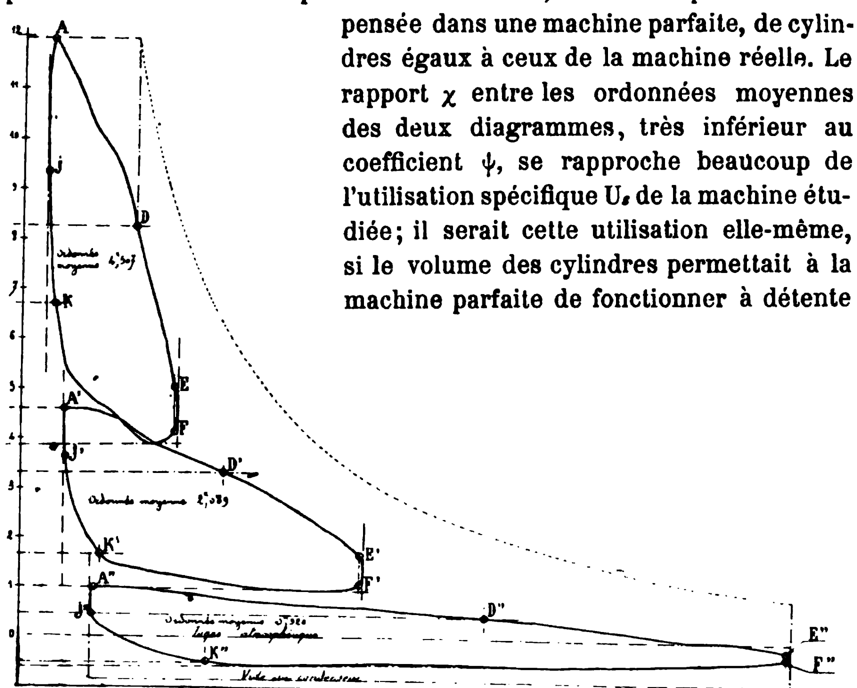


Fig. 24. — *Du Chayla*, grande vitesse.

adiabatique complète, c'est-à-dire de détendre jusqu'à la pression du condenseur.

La comparaison qui précède suppose la connaissance exacte de la puissance de vaporisation des chaudières pendant l'essai. Elle a été souvent faite dans ces conditions, particulièrement par M. A.-B.-W. Kennedy sur le *Meteor*, le *Fouziyama*, le *Colchester*, le *Tartar*, l'*Iona*, la *Ville-de-*

Douvres etc. En France, l'expérience de vaporisation connexe de l'essai de machine a été faite avec soin par M. Joessel sur le *Cher*, à l'origine des machines compound, et plus tard par M. Risbec dans diverses circonstances. Le plus souvent, le poids d'eau vaporisée n'est pas mesuré ; il faut alors se contenter d'évaluer la quantité de vapeur produite d'après celle de charbon brûlé, le rendement en vapeur des chaudières étant à peu près connu, dans des conditions de chauffe déterminées.

Pour les deux machines du *Du Chayla* à pleine puissance, 5.000 chevaux (essai du 28 octobre 1897) et du *Descartes* au dixième de la puissance, 856 chevaux (essai du 14 août 1896), M. Lelong a tracé, à Indret, les diagrammes théoriques de la machine parfaite à détente limitée, dans les conditions qui précèdent, en vue d'une étude comparative sur l'emploi des diagrammes entropiques dont nous parlerons plus loin. La production de vapeur était estimée à $7^{k},5$ et à $9^{k},3$ par kilogramme de charbon, selon l'intensité du tirage; la détente était supposée se faire adiabatiquement, dans les cylindres B P réels, sans espaces morts. Sur les figures 24 et 25, ces deux diagrammes parfaits sont représentés en traits pointillés; à l'intérieur de chacun d'eux, le

Fig. 25. — *Descartes*, petite vitesse.

diagramme totalisé réel est donné en trait plein. L'écart des contours est, comme on voit, très grand. La comparaison des surfaces a été résumée par M. Lelong dans le tableau suivant :

		Du Chayla	*Descartes*
C	Consommation de charbon par cheval-heure . .	0^k,915	0^k,646
e	Vaporisation d'eau par cheval-heure (estimée) .	6^k,900	6^k,005
P_a	Pression à l'admission au cyl. H P.	12^k	5^k,63
	Consommation de vapeur par cylindrée	1^k,91	0^k,51
π	Ordonnée moyenne du diagramme correspondant à cette consommation de vapeur.	5^k,002	2^k,58
p	Ordonnée moyenne du diagramme relevé. . . .	2,657	0,922
χ	Rapport de p à π.	0,529	0,356

Des résultats d'ensemble de ce genre sont intéressants ; ils enregistrent bien le degré de perfection atteint à une époque déterminée. Pour la recherche pratique des perfectionnements, il faut étudier à part chacune des parties des diagrammes, et chacune des causes qui influent sur les pertes de travail.

23. — *Rôle des espaces morts.* — L'effet des espaces morts doit être étudié d'abord, comme ne rentrant exactement dans aucune des deux causes générales de perte de travail distinguées au n° 22.

Nous pouvons considérer les espaces morts comme produisant une certaine perte de vapeur, en ce sens qu'une portion de la vapeur admise est moins bien utilisée que le reste. Nous pouvons aussi les regarder comme produisant une perte d'ordonnée bien déterminée, mais compensée en partie par une certaine récupération de vapeur, qui varie selon la régulation.

Rappelons que l'espace mort, réduit presqu'à rien dans la plupart des machines fixes, par l'emploi des distributions de vapeur à soupapes, reste important dans les machines à tiroirs, et par conséquent dans toutes les machines marines. Voici, pour quelques navires, le rapport du volume de l'espace mort brut au volume utile des cylindres.

Tableau IX

	Foudre	*d'Iberville*	*Brennus*	*Bugeaud*	*Forban*	*Du Chayla*	*Galilée*	*Jeanne-d'Arc*
Cylindre H P . . .	c 0,18	c 0,18	c 0,10	c 0,24	c 0,12	c 0,18	c 0,18	c 0,16
» M P . . .	p 0,15	p 0,16	c 0,09	c 0,17	c 0,13	c 0,14	c 0,15	c 0,18
» B P . . .	p 0,09	p 0,15	p 0,09	p 0,10	p 0,12	c 0,10	c 0,12	cc 0,13

La lettre *c* désigne les tiroirs cylindriques, et la lettre *p* les tiroirs plans.

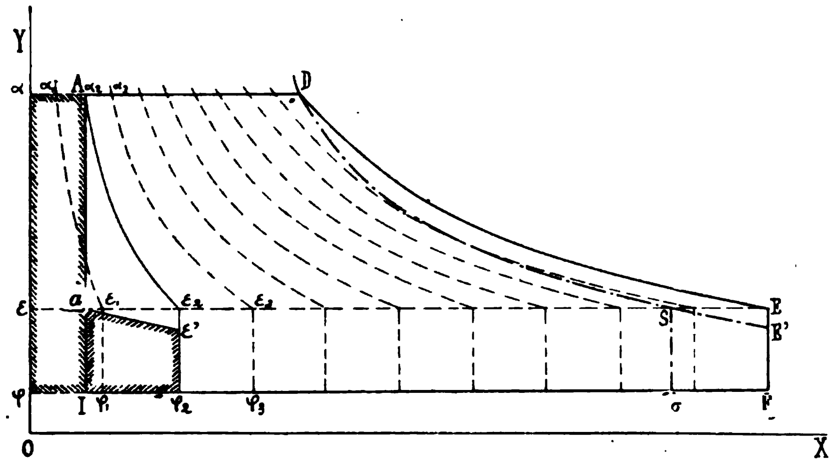


Fig. 26.

Considérons d'abord l'espace mort brut, assez différent de l'espace réellement nuisible, lequel subit une réduction sensible par l'effet de la compression. Ajoutons cet espace mort, φ I ou α A, au volume du cylindre I F, comme dans le diagramme de la figure 16, déjà tracé pour montrer le travail particulier des couches de vapeur introduites successivement dans le cylindre. Faisons le partage de la vapeur par des hyperboles équilatères, de telle sorte qu'une surface de séparation passe par le point A, où l'admission commence après que l'espace mort a été rempli. Nous obtenons ainsi la figure 26.

Nous pouvons calculer, d'après cette figure, ce que l'espace mort fait perdre de surface au diagramme, soit par rapport à un cylindre de volume utile φF, avec l'introduction α D, soit par rapport à un cylindre I F, avec l'introduction A D, tous les deux sans espaces morts.

Dans le cylindre φ F, la surface des diagrammes serait. αD E F φ,
au lieu d'être seulement dans le cylindre réel . . . . A D E F I ;
Différence, ou perte due à l'espace mort . . . . . α A I φ.

La perte provient du travail imparfait des couches de vapeur comprises entre α et A, qui ne couvre que l'aire $A\varepsilon_2\varphi_2 I$, au lieu de couvrir $\alpha A\varepsilon_2\varphi_2\varphi$.

Dans un cylindre de volume Iσ, tel que la détente $\frac{AD}{aS}$ soit égale à $\frac{\alpha D}{\varphi F}$, le changement de pression à la fin de la détente serait le même que dans le cylindre φF; la nouvelle courbe de détente DE' couperait donc ε E au point S situé verticalement au-dessus de σ.

L'équation,

$$\frac{AD}{aS} = \frac{\alpha D}{\varphi F}$$

peut s'écrire

$$\frac{\alpha D}{AD} = \frac{\varphi F}{aS};$$

sous cette forme, elle donne,

$$(1) \qquad \frac{\alpha D - AD}{AD} = \frac{\alpha A}{AD} = \frac{\varphi F - aS}{aS} = \frac{\alpha A + SE}{aS},$$

d'où nous tirons facilement

$$(2) \qquad SE = \alpha A\left(\frac{aS}{AD} - 1\right).$$

Nous avons d'autre part,

$$(3) \qquad a\varepsilon_2 = \alpha A\left(\frac{\varepsilon E}{\alpha D} - 1\right).$$

Nous concluons de là,

$$(4) \qquad SE = a\varepsilon_2$$

$$\text{Aire } DEF\sigma SD = \text{Aire } A\varepsilon_2\varphi_2 IA.$$

Nous retrouvons ainsi, avec le cylindre $I\sigma$, le même résultat qu'avec le cylindre φF, sans espaces morts. L'économie de la vapeur αA n'a entraîné que la perte de la portion $A\varepsilon_2\varphi_2 I$, du travail $\alpha A\varepsilon_2\varphi_2\varphi$ fourni normalement par cette quantité de vapeur pendant l'admission et la détente.

Il reste $\alpha AI\varphi$, comme bénéfice dû à la suppression de l'espace mort.

Si maintenant nous considérons le cylindre de volume IF, sans espace mort, nous voyons que la vapeur AD donnerait, en s'y détendant, un travail supérieur à celui développé dans le cylindre $I\sigma$, de toute l'aire $SE'F\sigma$, parce que la détente y serait poussée plus loin. L'espace mort, en effet, diminue la détente Δ; de $\frac{IF}{AD}$ celle-ci devient $\frac{\varphi F}{\alpha D}$.

Il se produit ainsi deux pertes distinctes, l'une qui porte seulement sur le travail de la vapeur αA, la seconde qui porte sur le travail de toute la vapeur admise. Ces deux pertes ont été juxtaposées, sur la gauche du diagramme, figure 26, où elles sont bordées d'un filet de hachures.

La diminution et même la suppression de l'espace mort par l'effet de la compression, ne peuvent atténuer en rien la perte de travail résultant de la diminution de détente.

24. — *Pertes d'ordonnée produites par les résistances au mouvement de la vapeur et les imperfections de la régulation. 1° Tuyautage d'admission.* — Nous étudierons les pertes d'ordonnée proprement dites, observées sur les diagrammes d'indicateur, quand on compare ceux-ci au diagramme de la machine parfaite, en considérant, comme dans le numéro précédent, ce qui passe dans un cylindre unique. Ces pertes se reproduisent successivement dans les différents cylindres des machines à détente multiple.

Les étranglements se font sentir avec une intensité relativement forte dans les machines marines, à cause du mouvement progressif des tiroirs; leurs effets sont réduits, dans beaucoup de machines fixes, par le jeu des soupapes de distribution à mouvement instantané.

Il va sans dire que les chutes de pression, dans la vapeur saturée, peuvent être accompagnées d'un abaissement du titre, en même temps que de la température.

Pendant l'admission, la perte est uniquement due au travail de la résistance opposée au mouvement de la vapeur, par le tuyautage et par les orifices d'admission.

Dans le tuyautage, le mouvement continu, sinon régulier, de la vapeur nécessaire pour alimenter les cylindres, s'accomplit en vertu d'une perte de charge, qui dépend de la section, de la longueur et de la forme du tuyau; cette perte avait une grande importance, à l'époque des chaudières à basse pression.

La section σ du tuyau se proportionne au volume moyen $S \times v$ engendré par seconde par les pistons. Pour le cas d'un cylindre unique, la règle usuelle, ancienne, longtemps suivie, est donnée par la formule (5), le mètre étant pris partout pour unité,

$$\sigma = 0{,}035\, S\, v. \tag{5}$$

Cette valeur de σ était multipliée par 1,4 pour les machines à deux cylindres avec manivelles calées à 90°, et par 1,5 pour celles à trois cylindres avec manivelles à 120°. Pour les cylindres avec manivelles calées à 180° ou à 0° l'une de l'autre, les sections S étaient additionnées ensemble sans réduction.

Appelons V la vitesse moyenne de la vapeur, et supposons une introduction à pleine course; nous aurons,

$$\sigma V = S v, \tag{6}$$

et, en remplaçant σ par sa valeur (5),

$$(7) \qquad V = \frac{1}{0{,}035} = 28^{m},6.$$

M. Seaton admet, pour la vitesse moyenne dans le tuyautage, des valeurs de 40 mètres et même de 50 mètres, en recommandant 30 mètres seulement dans les orifices des cylindres ; il autorise donc à prendre pour σ des valeurs sensiblement moindres que celles indiquées ci-dessus. On tend aussi, en France, à réduire fortement les sections de tuyaux données par la formule (5), ce qui offre de grands avantages, au point de vue du poids, de l'encombrement, et même de la sécurité du tuyautage.

M. Garnier, puis M. Auscher, ont étudié expérimentalement à Indret, vers 1890, le mouvement de la vapeur à haute pression dans les tuyautages, en faisant varier les diamètres, les longueurs, tous les éléments de la résistance des tuyaux, ainsi que le débit de vapeur, et en mesurant chaque fois la dépression ΔP.

Les expériences de M. Garnier ont confirmé l'exactitude, déjà soupçonnée, avec laquelle on peut appliquer, au mouvement de la vapeur sous pression, les lois générales de l'hydraulique, particulièrement la loi fondamentale de la proportionnalité de ΔP au poids spécifique des fluides et au carré de leur vitesse,

$$(8) \qquad \Delta P = K \delta V^2,$$

K étant constant pour chaque tuyautage ; la valeur de K n'est même pas très différente pour la vapeur et pour l'eau..

D'après la remarque faite au bas de la page 7, sur le poids du mètre cube δ de vapeur saturée à haute pression, la formule (8) peut s'écrire

$$(9) \qquad \frac{\Delta P}{P} = \frac{1}{2} K V^2.$$

Il est assez légitime d'accepter des pertes de charges ΔP proportionnelles à la pression P, et, par suite, de donner au coefficient K une valeur constante quand P varie.

M. Auscher a décomposé K en deux parties,

$$(10) \qquad K = B \frac{l}{d} + A,$$

dont la première correspond à l'effet du frottement et ne dépend que de la longueur l, du diamètre d et de la propreté des parois du tuyautage, tandis que la seconde tient compte de tous les coudes, étranglements, crépines, accidents de passage variés.

La moyenne trouvée pour B, d'après les expériences nombreuses faites à Indret sur des tuyautages à parois lisses, est

(11) $$B = \frac{0{,}016}{2g \times 10000} = 0{,}0000008\,;$$

pour être sûr d'évaluer largement ΔP, on double ce chiffre, ce qui revient à prendre, pour premier terme du rapport (9) de ΔP à P,

(12) $$\frac{\Delta P}{P} = 0{,}0000008\,\frac{l}{d}\,V^2.$$

En mettant de même A, sous la forme

(13) $$A = \frac{\alpha}{2g \times 10000},$$

M. Auscher a trouvé, pour la valeur de α applicable aux six principales sortes de résistance additionnelle à prévoir, les nombres ou les expressions qui suivent :

1° Coude brusque à 90°; tuyau débouchant dans un réservoir; petit tuyau débouchant à angle droit dans un gros tuyau ;

(14) $$\alpha = 1.$$

2° Passage dans un branchement d'équerre, la section ne changeant pas,

(15) $$\alpha = 2.$$

3° Ajutage cylindrique partant d'un réservoir,

(16) $$\alpha = 0{,}5.$$

4° Passage à travers une soupape d'arrêt ouverte en grand,

(17) $$\alpha = 0{,}4.$$

5° Coude de longueur s et de rayon r,

(18) $$\alpha = \frac{s}{r^2}\,(0{,}004 + 0{,}02\,r)\,;$$

cette dernière expression reproduit la formule de Navier.

6° Etranglement local dans un diaphragme de section ω_1, la vitesse V se rapportant à la section courante ω du tuyau,

(19) $$\alpha = \left(1{,}66\,\frac{\omega}{\omega_1} - 1\right).$$

Cette dernière formule donne, pour effet d'un registre ouvert à moitié,

(20) $$\Delta P = 0{,}16\,P,$$

et, pour celui d'un registre ouvert au dixième,

(21) $$\Delta P = 0{,}59\,P.$$

Il ne paraît pas à craindre, d'après ces derniers chiffres, que les dépressions calculées à l'aide des coefficients de M. Auscher soient dépassées dans la réalité. Par suite, on se dispense de doubler A, comme on a doublé B.

La précision des calculs relatifs à ΔP permet de réduire la section du tuyautage, sans craindre de mécompte sur la puissance de la machine. Les chaudières tubuleuses se prêtent si bien à l'élévation des pressions, que l'on n'a pas à reculer devant une perte de charge de 1 kilogramme ou $1^k,5$ en vue de réduire le tuyautage. On accepte, en outre, des chutes de pression de 2 ou 3 kilogrammes et au-dessus, dans le détendeur ou le registre, qui n'ont d'autre but que de régulariser l'évaporation en compensant l'exiguïté du coffre à vapeur, comme il a été dit dans le *Cours de chaudières*, n° 170.

Les grandes pertes de charges présentent surtout peu d'inconvénients dans le tuyautage de vapeur des appareils auxiliaires, tandis que la réduction de diamètre de ce tuyautage offre, au contraire, de très sérieux avantages.

25. — *Période d'admission. Nécessité de l'avance. Influence de la durée de l'admission sur la section d'orifice ouverte.* — L'admission de vapeur se fait au début par un orifice ouvert d'une quantité infiniment faible; puis la section de passage augmente, atteint son maximum, diminue graduellement et s'annule. Soit A D, figure 27, la période d'admission d'après l'épure de régulation du tiroir; le point C, où la section de passage de la vapeur atteint son maximum, est beaucoup plus voisin de A que de D, comme on le voit facilement en consultant les figures 48 et 50, chapitre IV. Quand l'admission est courte et l'avance forte, le point C peut s'approcher très près de A.

D'un autre côté, la vitesse du piston, nulle au point mort, augmente rapidement, quand on avance sur le diagramme de A vers D.

Dans ces conditions, la perte de charge, due à l'étranglement entre les lèvres du tiroir et celles du cylindre, est sensiblement nulle dans le voisinage du point mort A; elle commence à se manifester à gauche du point C, avant que la section ait atteint son maximum; elle augmente très rapidement après le passage du point C. La courbe des pressions

pendant l'admission se termine ainsi par un véritable commencement de courbe de détente, et elle va se raccorder en D_1, sans aucun angle brusque, avec la courbe de détente proprement dite.

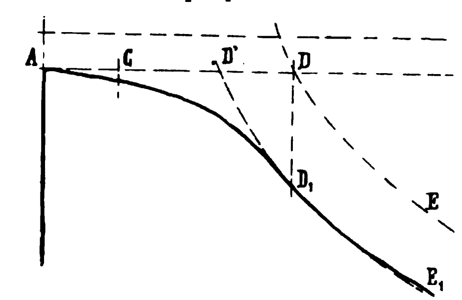


Fig. 27. — *Hoche* (cylindre HP, introduction 0,33).

La perte totale d'ordonnée pendant la période d'admission, est représentée par le triangle curviligne A D D_1, si l'on tient compte seulement des dimensions du cylindre; mais elle n'est pas aussi forte, si l'on rapproche le travail obtenu à la vapeur dépensée. En effet, si nous prolongeons la courbe de détente du diagramme au-dessus de D_1 jusqu'en D', nous voyons que le volume de la vapeur introduite à la pression initale est A D' et non pas A D. La perte A D D_1, sur l'aire du diagramme pendant l'admission, est accompagnée de l'économie de vapeur D D', ce qui réduit la perte d'aire à A D' D_1, par rapport à ce que donnerait une dépense égale de vapeur dans la machine parfaite.

L'avance à l'admission est nécessaire quand on veut éviter, en A, la perte d'un second triangle, couvert de hachures horizontales sur la figure 28, qui est sans doute bien moindre que la perte faite en D, mais qui n'est compensée par aucune économie de vapeur. Au point mort, en effet, quoique la vitesse du piston soit nulle, la vapeur doit pénétrer assez rapidement dans le cylindre, afin de remplir les espaces morts et surtout de fournir aux condensations intérieures; il faut donc, en ce

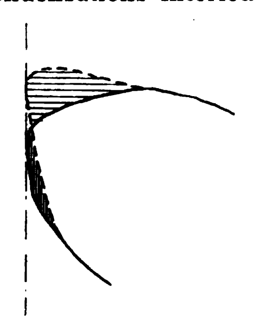


Fig. 28. — *Chasseloup-Laubat* (cylindre BP).

point, que la lumière d'admission soit déjà ouverte d'une hauteur appré-

ciable et, de plus, qu'une certaine quantité de vapeur soit déjà introduite. Le diagramme en traits pleins, sur la figure 28, porte une perte d'ordonnée en A. Sur la figure 27, la pression dans le cylindre, au point mort, paraît exactement égale à la pression dans la boîte à tiroir; l'avance est donc très bien réglée. Un excès d'avance se manifeste par un petit crochet horizontal du diagramme à gauche du point A, la pression d'admission étant atteinte avant la fin de la course; le diagramme subit alors la perte d'une petite aire rectangulaire.

La perte d'ordonnée due à l'étranglement pendant l'admission est beaucoup plus marquée, quand la durée de la période de détente augmente, si l'on considère des machines différentes marchant toutes à la même vitesse moyenne des pistons. Il résulte, en effet, du régime de distribution fourni par les tiroirs, que la section maximum ouverte à l'admission diminue en même temps que la période d'admission.

La section ouverte à l'admission ne dépend que de la régulation des tiroirs, non de la hauteur des lumières des cylindres, car celles-ci n'ouvrent pas complètement à l'admission. Une règle généralement suivie est d'assurer, par la régulation, une ouverture maximum d'admission σ, qui ne soit pas inférieure à

$$\sigma = 0{,}03\ Sv, \qquad (5\ bis)$$

pour la marche normale correspondant à 0,6 d'introduction.

Dans ces conditions, la valeur moyenne de ΔP pendant l'admission, représentée par l'ordonnée moyenne du triangle $A D D_1$, est égale à 0,15 environ de la pression P dans la boîte à tiroirs. Le maximum de ΔP, au point D, atteint souvent 0,30 P.

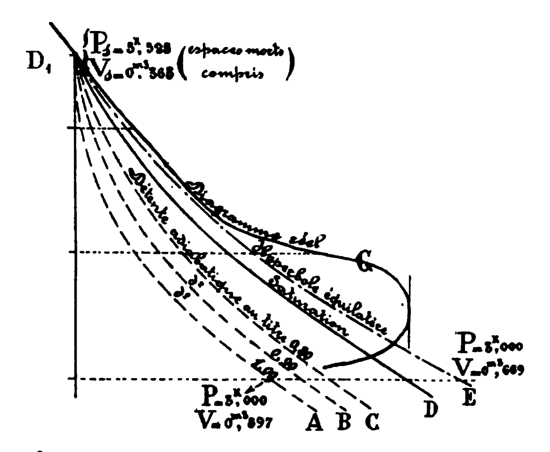
Quand la période d'admission diminue, l'ouverture maximum subit une réduction, qui sera étudiée sur les épures de régulation du chapitre IV. Par contre, le nombre de tours et par suite la vitesse de la vapeur diminuent. En somme, pour une machine donnée, les grandes détentes ne sont pas nécessairement accompagnées de fortes pertes de charge, de la boîte à tiroir au cylindre; dans la machine du *Bugeaud*, par exemple, cyl. H P, la valeur de $\frac{\Delta P}{P}$, qui est de 0,15, à l'introduction 0,63, tombe à 0,09 avec l'introduction de 0,35. Sur le *Dupuy-de-Lome*, au contraire, la perte relative, qui est 0,07 à l'introduction 0,67, s'élève à 0,09 pour l'introduction 0,32.

Quand on marche à petite vitesse, en fermant le registre de vapeur de manière à conserver une pression élevée aux chaudières, la pression tombe très rapidement dans le cylindre, pendant la période d'admission. Il serait inexact, dans ce cas, de considérer comme une perte d'ordonnée le triangle curviligne A D' D, de la fig. 27; il est plus juste, au

contraire, de regarder l'aire du diagramme située au-dessus d'une horizontale passant en D_1, comme un bénéfice dû à l'élévation de la pression obtenue par l'étranglement de la vapeur.

On ne se sert d'ailleurs du registre, pour diminuer la dépense de vapeur par coup de piston, que faute de pouvoir suffisamment réduire la période d'introduction, avec les appareils adoptés sur les machines marines pour faire varier la régulation des tiroirs. Par suite, nous ferons l'étude de l'étranglement du registre et de ses effets, seulement après avoir vu la régulation des tiroirs et les limites pratiques de la période d'admission.

26. — *Période de détente. Courbe de détente usuelle. Avance à l'évacuation.* — Il ne saurait être question ni d'étranglements, ni de résistance quelconque produisant une perte de charge pendant la détente. Il y a bien une perte d'ordonnée correspondant à l'aire qui sépare les deux



Les écarts en abcisses des quatre courbes A, B, C, D, par rapport à l'hyperbole équilatère E sont à l'échelle double des tracés exacts des deux courbes E et G.

Fig. 29. — *Du Chayla* (cylindre HP).

courbes D E, D_1 E_1, figure 27; mais cette perte résulte entièrement de l'étranglement à l'admission, et correspond à une économie équivalente sur le poids de vapeur détendue ; il y a même de ce côté, un allongement de la détente favorable à l'utilisation de la vapeur.

Pour étudier, figure 29, la courbe de détente D_1 G, relevée par l'indicateur, nous avons comme lignes de comparaison, à partir du point D_1 :

1° Les courbes A, B, C, de détente adiabatique à différents titres déjà données plus haut, figure 3.

2° La courbe D de saturation de la figure 1 (tableau I, colonne $P_s V_s$), qui tombe moins vite que les précédentes;

3° L'hyperbole équilatère E de la détente des gaz parfaits à température constante, qui tombe moins vite encore.

En raison de la réévaporation, qui sera étudiée au n° 36, la courbe de détente des diagrammes d'indicateur s'élève au-dessus du faisceau des adiabatiques; elle dépasse souvent la courbe de saturation pour se rapprocher de l'hyperbole équilatère; elle peut même dépasser cette dernière courbe, comme sur la figure 29, par l'effet des réévaporations intérieures.

Les constructeurs ont toujours choisi, comme terme de comparaison pour l'utilisation de la vapeur aussi bien que pour son travail, l'hyperbole équilatère, qui présente des commodités de tracé particulières. Ils n'attachent pas d'ailleurs de signification théorique à cette courbe, et admettent volontiers que la comparaison avec la courbe de saturation, ou avec la courbe de détente adiabatique au titre 1, offrirait plus d'intérêt.

La perte d'ordonnée véritablement inhérente à la période de détente est celle qui résulte de la détente écourtée, lorsque la vapeur est évacuée en E, figure 30, avant d'être descendue en G, à la pression du conden-

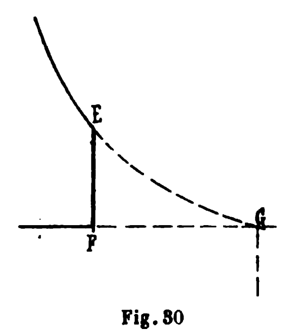


Fig. 30

seur, ou du réservoir d'évacuation. Cette perte, uniquement due à l'insuffisance des dimensions du cylindre, est représentée par l'aire E F G.

Dans les machines marines, à l'introduction de 0,6, l'aire E F G est importante; elle peut atteindre 20 % environ de l'aire du diagramme d'indicateur (*Hoche*, essai du 21 oct. 90).

L'étranglement à l'admission, qui fait descendre la courbe DE en D_1E_1, figure 27, suffit pour rendre la détente complète et annuler la perte E F G, quand on marche à des introductions réduites. Il arrive même quelquefois, dans la marche à allure lente, que la détente se trouve poussée au delà du point G correspondant à la pression pendant l'émission. Dans ce cas, la pression vers la fin de la course, est inférieure à la

contre-pression sur le piston dans son mouvement de retour, figure 31; le diagramme se termine ainsi par une boucle de travail négatif.

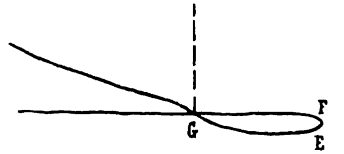


Fig. 31. — *Chasseloup-Laubat* (cylindre HP, introduction 0,35).

L'ouverture à l'évacuation, qui marque la fin de la période de détente, est toujours placée un peu avant de la fin de la course E.

Si l'évacuation se faisait exactement en E, figure 32, la pression E F ne tomberait, pendant le mouvement de retour, qu'après un parcours FG du piston. Le diagramme aurait alors la forme représentée en pointillé, figure 32, et il subirait, comme perte, toute l'aire du triangle curviligne EFG. Avec l'avance à l'évacuation e_1 F, on obtient le diagramme figuré en traits pleins; la perte est beaucoup moindre, parce que la vapeur s'échappe pendant le court instant d'immobilité du piston aux points morts.

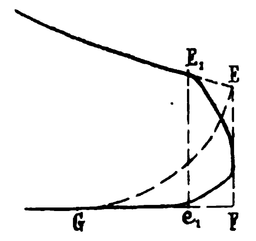


Fig. 32. — *Hoche*.

Quand l'avance à l'évacuation est exagérée, le diagramme présente une des formes données en pointillé sur la figure 33; la perte de travail, qui en résulte, peut être aussi forte, ou même plus forte, que celle due à une avance nulle.

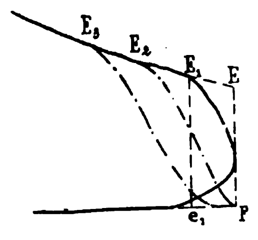


Fig. 33. — *Hoche*.

L'avance à l'évacuation, de même que l'avance à l'admission, a rarement un effet appréciable sur la valeur de l'aire totale du diagramme.

Ces avances ont surtout de l'importance, au point de vue de la douceur du mouvement à obtenir et des chocs à éviter dans la bielle, aux passages du piston aux points morts.

27. — *Période d'évacuation.* — L'évacuation a lieu par un tuyautage, dont la section se calcule toujours en fonction de la surface S et de la vitesse v du piston, à l'aide de la formule (5), et reste par suite égale à celle de l'ancien tuyautage d'admission. Cette section ne doit être réduite pour aucun motif; il est bon de l'augmenter, au contraire, quand c'est possible.

L'application des deux formules (5) et (6) conduit, pour la vitesse dans les tuyaux d'évacuation, à la formule (7).

Les mêmes orifices des cylindres servent pour l'admission et l'évacuation, avec cette différence qu'ils n'ouvrent que partiellement à l'admission, tandis qu'ils sont ouverts en grand pendant une partie de l'évacuation.

Avec les sections d'écoulement ainsi déterminées, la contre-pression dans le cyl. B P, la plus importante à considérer, dépasse généralement de $0^k,3$ la contre-pression au condenseur pendant la marche à toute vitesse; cela conduit à une perte véritablement excessive, de 10 % environ, sur l'ordonnée moyenne totalisée. Pour la marche à petite vitesse, au contraire, au quart de la puissance, par exemple, la section des orifices se trouve largement suffisante; la perte d'ordonnée due à l'étranglement descend souvent au-dessous de $0^k,1$.



Fig. 31. — *Forban* (grande vitesse).

Le tableau X a été disposé de manière à mettre en évidence la différence entre les conditions de marche à grande et à petite vitesse, sous le rapport de la contre-pression. Sur les diagrammes d'indicateur, la contre-pression a été mesurée un peu après le commencement de la course et au moment de la fermeture à l'émission au condenseur; la moyenne h, entre les deux nombres ainsi obtenus, a été prise pour terme de comparaison, avec la contre-pression ϖ au manomètre du condenseur.

TABLEAU X

	Contre-pression sous le piston			Contre-pression au condenseur	Perte	Rapport	Ordonnée moyenne	Rapport
	Au début	A la fermeture	Moyenne h	ϖ	$h - \varpi$	$\frac{h-\varpi}{p}$	p	$\frac{p-\varpi}{p}$
1° Marche à toute puissance								
Brennus . . .	0k55	0k33	0k44	0k10	0k34	0,04	2k627	0,129
Carnot . . .	0,61	0,31	0,46	0,10	0,36	0,17	2,015	0,180
Tage . . .	0,41	0,23	0,32	0,08	0,24	0,04	2,415	0,099
Dupuy-de-Lome. .	0,48	0,30	0,39	0,07	0,32	0,11	2,484	0,129
Isly	0,53	0,28	0,40	0,10	0,30	0,07	2,244	0,134
D'Iberville . . .	0,60	0,42	0,51	0,22	0,29	0,03	3,095	0,094
Moyennes . .	0,53	0,31	0,42		0,31	0,08		0,127
2° Marche au quart environ de la puissance								
Brennus	0k12	0k12	0k12	0k09	0k03	0,13	0k822	0,036
Carnot	0,25	0,18	0,21	0,06	0,15	0,18	0,870	0,172
Tage..	0,21	0,22	0,22	0,16	0,06	0,10	1,455	0,041
Dupuy-de-Lome .	0,18	0,16	0,17	0,06	0,11	0,13	1,000	0,110
Isly	0,21	0,23	0,22	0,16	0,06	0,13	0,890	0,068
d'Iberville . . .	0,20	0,15	0,18	0,14	0,04	0,09	1,582	0,026
Moyennes . .	0,20	0,17	0,18		0,075	0,13		0,075

La sixième colonne donne la fraction de l'ordonnée moyenne totalisée p, qui est perdue par l'étranglement à l'évacuation.

La contre-pression, dans la marche à toute vitesse, augmente quelquefois d'une manière marquée pendant l'émission, comme le montre la figure 34, ce qui est un signe évident de l'insuffisance des orifices.

Le plus souvent, la contre-pression va en diminuant comme le représente la figure 35.



Fig. 35. — *Forban* (petite vitesse).

La contre-pression sous le piston BP, particulièrement pernicieuse à cause de la grande surface sur laquelle elle s'exerce, et aussi parce qu'elle constitue une perte définitive, dont rien ne peut se retrouver plus loin sous forme de travail ou de chaleur, se trouve accrue, par suite de l'habitude où l'on est de donner la même course à tous les tiroirs. Les volumes des cylindres, en effet, sont proportionnels aux carrés de leurs diamètres, tandis que la section de leurs orifices est proportionnelle au diamètre seulement, quand la course des tiroirs reste constante. Il faudrait donner une course plus grande au tiroir du cylindre BP qu'aux autres tiroirs, si l'on voulait obtenir la même vitesse d'évacuation de la vapeur à tous les cylindres.

28. — *Période de compression. Son influence sur la dépense de vapeur. Combinaison avec l'avance à l'admission.* — La compression, qui commence théoriquement au point K, où l'orifice d'évacuation de vapeur est fermé, et qui fait sentir ses effets un peu avant ce point, à cause de l'étranglement de l'orifice, fait subir au travail moteur une perte représentée par l'aire du triangle curviligne K I J, figure 36. Par suite, à l'époque, déjà ancienne, où l'on demandait surtout aux machines marines de développer le plus grand nombre de chevaux possible, dans un cylindre de dimensions données, en marchant *détente déclanchée et registre ouvert en grand*, la seule règle suivie pour la compression était de la réduire le plus possible. Il n'était pas tenu compte de la dépense de vapeur ; la marche économique des navires s'obtenait, à cette époque, en établissant la voilure.

La compression, comme la détente, produit une économie de vapeur, en même temps qu'une perte d'ordonnée sur le diagramme ; cette écono-

mie, sur le diagramme de la figure 36, est représentée par $\alpha\alpha_1$. Il faut comparer $\alpha\alpha_1$ à la perte de travail KIJ.

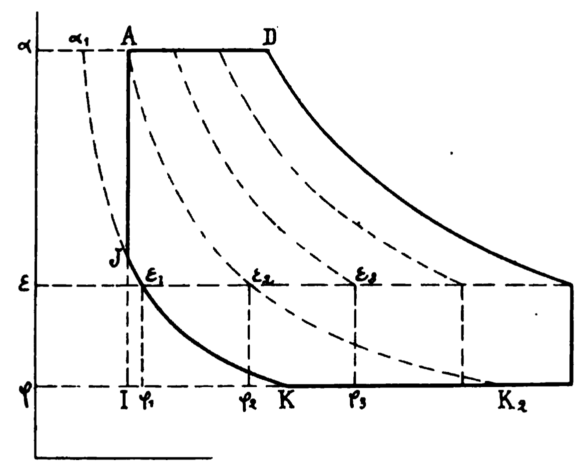


Fig. 36

Dans la machine présentant la distribution de vapeur de la figure 36, le travail normal d'un volume de vapeur admis, égal à $\alpha\alpha_1$, est, sauf pour la vapeur de l'espace mort, représenté par l'aire $\alpha\alpha_1\varepsilon_1\varphi_1\varphi$. Pour la vapeur de l'espace mort, ce travail est reduit à J$\varepsilon_1\varphi_1$I Nous laissons ici de côté le petit changement qui serait introduit dans la détente de la vapeur, par la suppression de l'espace mort. L'avantage de la compression est de réaliser une économie de dépense sur la portion de la vapeur qui donne peu de travail.

La vapeur $\alpha\alpha_1$, conservée dans le cylindre par la compression, en sauve à la chaudière un volume égal, qui donne le travail représenté par l'aire $\alpha\sigma_1\varepsilon_1\varphi_1\varphi$, quand il est admis normalement en AD; la perte de travail étant KIJ, il y a, par différence :

Gain du pentagone curviligne . . . . . . $\alpha\alpha_1$JIφ,
Perte du triangle curviligne . . . . K$\varphi_1\varepsilon_1$;

le quadrilatère J$\varepsilon_1\varphi_1$I disparaît du calcul, comme étant commun à la perte et au gain.

La perte du triangle K$\varphi_1\varepsilon_1$ tient uniquement à ce que la détente est écourtée. La compression est donc d'autant plus avantageuse, que le volume du cylindre permet une détente plus prolongée. Dans une machine à détente complète, on pourrait, en faisant commencer la compression en K_2, figure 36, annuler entièrement la perte de travail rectangulaire αAIφ due à l'espace mort.

Les avantages économiques de la compression, dans les machines

réelles, s'arrêtent bien avant que la compression atteigne la valeur IK_1, pour laquelle la dépense de vapeur remplissant l'espace mort est annulée, parce qu'à la perte du triangle $K_1\varphi_1\varepsilon_1$, s'ajoute celle due à une augmentation marquée de la contre-pression pendant la période d'évacuation. En effet, à mesure que la période de compression augmente, la période d'évacuation diminue, et, à mesure que la période d'évacuation diminue, la section moyenne des orifices ouverts pendant l'évacuation diminue aussi, tandis que la vitesse de sortie de la vapeur augmente. La perte d'ordonnée moyenne pendant l'évacuation, due aux mêmes motifs que la perte pendant l'admission dans la marche à longue détente, figure 27, est beaucoup plus nuisible que cette dernière, et n'est compensée par aucune économie de vapeur. Les longues périodes d'évacuation sont indispensables à une bonne utilisation.

Le motif qui conduit à limiter ainsi la compression est spécial aux distributions par tiroir, et n'a rien de commun avec les considérations théoriques, qui ont fait mettre en doute par M. Dwelshauvers-Dery l'utilité des grandes compressions. Ce motif est d'ordre tout pratique, mais il est bien admis par les constructeurs. Il n'est pas assez puissant, d'ailleurs, pour empêcher de pousser la compression jusqu'au remplissage de l'espace mort et même au delà, lorsque cela devient nécessaire pour réduire l'admission, et pour marcher ainsi économiquement à petite vitesse.

Les deux exemples de machines marchant à deux allures différentes, réunis dans le tableau suivant, montrent combien la compression augmente vite, en pratique, avec la détente, et quel est l'accroissement qui en résulte, pour le rapport de la vapeur sensible économisée par la compression $\alpha\alpha_1$, à la valeur sensible restante $\alpha_1 D$.

	Introduction	Compression	Nombre de tours	$\frac{\alpha\alpha_1}{\alpha_1 D}$
Jean-Bart	0,92 0,50	0,08 0,15	118 83,4	0,18 0,47
Troude	0,65 0,30	0,11 0,34	133 85,4	0,07 0,57

Quand l'évacuation se fait dans un réservoir intermédiaire, la compression s'exerce sur de la vapeur à tension initiale élevée, et elle peut faire monter la pression plus haut que la pression d'admission dans le cylindre. Dans ce cas, le diagramme d'indicateur présente une boucle

de travail négatif pour la fin du retour du piston en arrière et le commencement de son mouvement en avant. Dès le début des machines compound, la *Magnanime* a présenté cette circonstance, dans le cyl. HP même à toute vitesse, avec un choc persistant. La boucle se rencontre aujourd'hui assez fréquemment, mais seulement à petite allure; la figure 37 en présente un exemple pris sur le *Forban*.

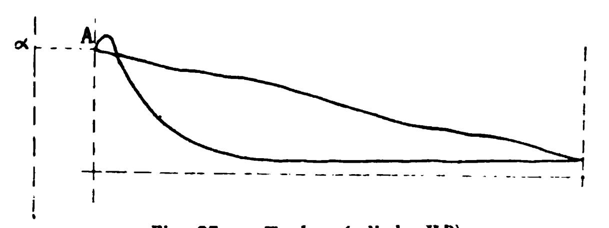


Fig. 37. — *Forban* (cylindre HP).

Le danger des boucles négatives, assez sérieux au point de vue des chocs à fin de course, peut être un obstacle à l'emploi des plus longues

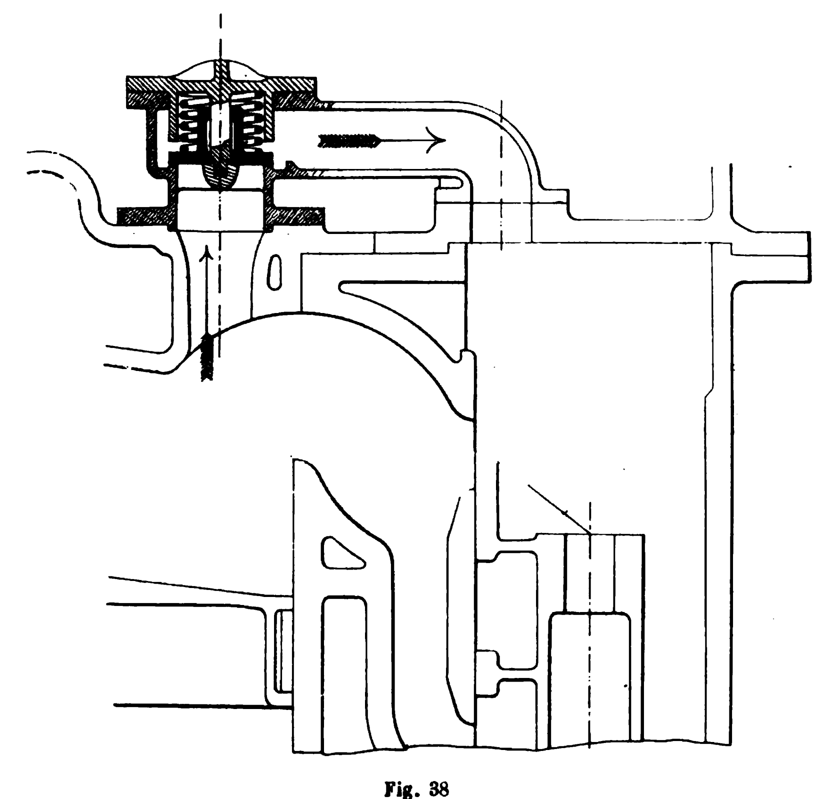


Fig. 38

détentes, que permettent les appareils usuels de distribution. Pour em-

pêcher la pression de s'élever plus haut dans le cylindre que dans la boîte à tiroir, M. Normand, qui redoute peu les longues compressions au point de vue économique, place, sur le cylindre, une petite soupape de sûreté très légère et faiblement chargée, en communication avec la boîte à tiroir, côté vapeur (fig. 38). Cette soupape est maintenue fermée par la pression qui règne dans la boîte; elle se lève dès que la pression dans le cylindre dépasse celle du tiroir ; l'entretien en est un peu délicat.

La courbe de compression des diagrammes d'indicateur est parfois assez irrégulière, comme on le voit figures 39 et 40, surtout quand la

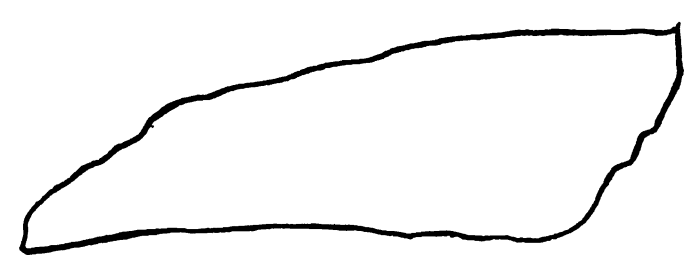


Fig. 39. — (Cylindre n° 3 d'une machine à détente quadruple).

compression est forte, ce qui rend difficile et peu intéressante sa comparaison avec les courbes de compression adiabatique, la courbe de saturation et l'hyperbole équilatère. Par instants, la pression monte vivement, ce qui est bien en rapport avec les propriétés d'une vapeur qui se surchauffe par la compression adiabatique, figure 39; à d'autres moments, l'élévation de pression a lieu lentement, probablement à cause des condensations sur les parois du cylindre refroidies pendant l'émission. Les condensations paraissent se faire par saccades. La courbe de compression peut présenter, en effet, de véritables paliers presqu'horizontaux, au moment où elle vient de dépasser la pression maximum

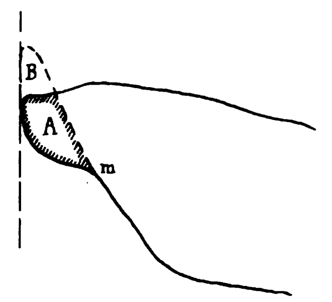


Fig. 40. — *Jean-Bart* (cylindre M P).

correspondant à la température des parois ; la figure 40 offre un palier de ce genre, bien prononcé, relevé sur le *Jean-Bart*.

Les disparitions de vapeur pendant la compression, par suite de condensations, de fuites, ou de toute autre cause, augmentent l'aire du diagramme d'indicateur. Ainsi, sur la figure 40, le palier fait gagner tout le travail positif A marqué par des hachures, et il évite de plus la formation d'une boucle B de travail négatif. Il ne faudrait pas conclure de là que ces condensations soient favorables à la bonne utilisation de la vapeur ; leurs effets nuisibles seront étudiés au n° 36.

M. Lefer a consacré, aux paliers horizontaux des courbes de détente et de compression, un mémoire intéressant, publié dans le bulletin de janvier 1897 de la Société d'encouragement. Dans les machines marines, la détente, dans un seul et même cylindre, est trop courte pour produire des paliers bien accusés.

29. — *Diagramme totalisé des machines à détente multiple.* — Dans le diagramme d'indicateur totalisé d'une machine à détente multiple, chaque diagramme partiel entre d'abord avec ses pertes d'ordonnées propres, qui constitueraient la perte totale, s'il était lui-même le diagramme total d'une machine à détente unique. De plus, le diagramme totalisé présente des pertes de surface particulières, dues à la décomposition même du travail et à sa répartition entre des cylindres successifs, ou, comme on dit, au *compoundage* de la machine. Ces pertes, auxquelles les adversaires du compoundage ont attaché une importance excessive lors des débuts de ce système, peuvent se diviser en trois parties.

Les trois causes des pertes de travail, inhérentes à l'emploi des détentes multiples, sont les suivantes :

1° Multiplication des organes de distribution de vapeur qui produisent des étranglements. Chaque nouveau tiroir interposé produit en effet une perte de charge, qui se fait sentir, plus ou moins uniformément, sur toute la longueur de la courbe d'admission ou d'évacuation, et qui reçoit, par suite, le nom de *perte rectangulaire.*

2° Multiplication des chutes de pression brusques résultant de la détente écourtée, qui se répètent, le long de la courbe générale de détente, en autant de points qu'il y a de cylindres successifs. Les pertes qui en résultent se nomment *pertes triangulaires.*

3° Interposition de réservoirs intermédiaires qui sont des sources de refroidissement et de condensation. Les effets de la diminution de la quantité de vapeur sensible dans les réservoirs se faisant sentir le long de la courbe de détente, on peut, au degré d'exactitude des noms donnés aux pertes rectangulaires et triangulaires, désigner les pertes dues à la chute de pression dans les réservoirs, sous le nom de *pertes hyperboliques.*

En regard des pertes ainsi dues au compoundage, il faut placer les bénéfices résultant de la grande réduction de l'espace mort au moment de l'admission, qui ont été indiqués au n° 15. La comparaison des pertes et des bénéfices pourrait être entreprise numériquement sur des diagrammes théoriques plus ou moins exacts ; mais elle serait un peu puérile aujourd'hui. Il est bien établi, en effet, que les avantages de la détente multiple tiennent, en partie, à la diminution des pertes de vapeur par condensation et réévaporation intérieures ; il y a gain sur la quantité de vapeur travaillante, en même temps que sur le travail fourni par une quantité de vapeur travaillante donnée.

Nous nous bornerons donc à l'explication générale des pertes d'ordonnées sur les diagrammes d'indicateurs totalisés, en indiquant d'ailleurs les moyens d'atténuer les pertes, comme il est toujours important de le faire.

30. — *Pertes rectangulaires.* — Les pertes rectangulaires étant dues aux étranglements dans les tiroirs, nous n'avons rien à ajouter à ce qui a été dit aux n°s 25 et 27, concernant leurs causes et leurs remèdes. Nous ne nous occuperons d'elles que pour expliquer les formes assez bizarres, au premier aspect, qu'elles affectent sur les diagrammes totalisés.

Le nom de *rectangulaires*, qui répond bien à l'idée donnée de ces pertes, par le raisonnement le plus élémentaire sur leur origine, semble contredit, au premier abord, par l'aspect du diagramme totalisé. Ainsi,

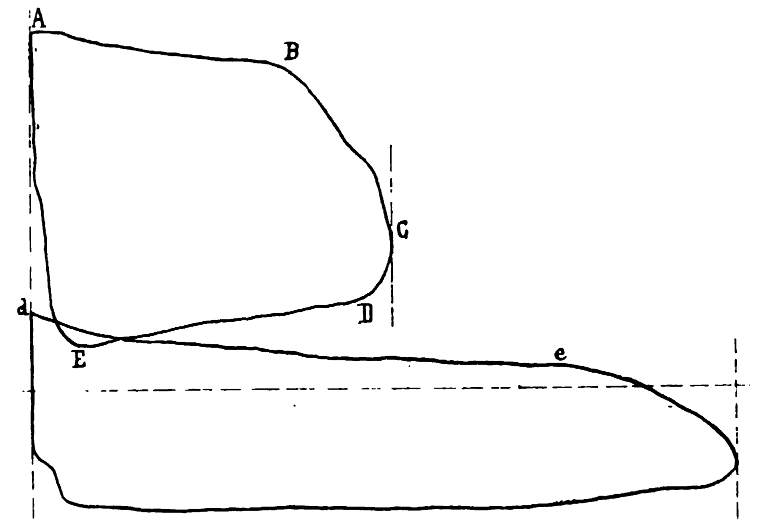


Fig. 41. — *Duquesne*, diagramme totalisé.

dans le cas le plus simple, celui d'une machine en *tandem*, comme celle

du *Duquesne* (fig. 41), où le cyl. HP évacue directement dans le cyl. BP, il est difficile d'apercevoir quelque chose de rectangulaire dans l'espace plutôt triangulaire, qui sépare l'évacuation ED, cyl. HP, de l'admission *ed*, cyl. BP. Pour placer les deux courbes dans une position telle que les pressions au même instant, sur l'un des pistons et sous l'autre piston, se trouvent sur la même verticale, il faut tracer la figure 42 toute différente du diagramme totalisé ; le diagramme du cyl. BP y est retourné, de manière que son admission accompagne l'évacuation de HP ; de plus l'échelle des abscisses y est la même pour les deux cylindres. Dans ces conditions, l'espace, qui sépare les deux courbes DE d'évacuation HP et *de* d'admission BP, se retrouve mériter le nom de perte rectangulaire.

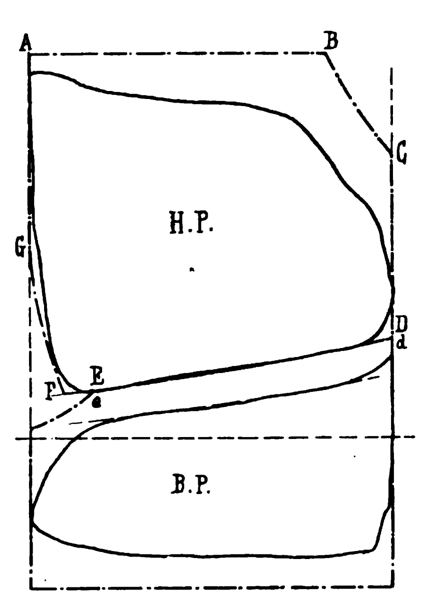


Fig. 42. — Diagrammes juxtaposés.

Dans le cas de deux cylindres ayant leurs manivelles calées à angle droit, l'évacuation du cyl. HP ne correspond plus à l'admission du cyl. BP. La pression monte dans le réservoir, quand il reçoit seulement l'évacuation, et elle y baisse quand il fournit seulement à l'admission. Comme le volume du réservoir intermédiaire est cinq ou six fois plus grand que celui du cyl. HP, les variations de la pression ne peuvent pas être très grandes ; elles suffisent cependant pour accroître l'enchevêtrement des courbes, sur le diagramme totalisé. De plus, la vitesse des deux pistons n'est jamais la même ; par suite, la pression dans le réservoir, et aussi la chute de pression totale que la vapeur y subit, sont constamment variables. Tous ces effets s'analysent assez facilement, lorsqu'on trace une figure analogue à la figure 42, à la fois pour les diagrammes d'indicateurs juxtaposés et pour des diagrammes théoriques ; pour former ces figures, il faut naturellement couper le diagramme BP en deux et retourner les deux moitiés séparément, en faisant tomber les deux points morts sous la position de mi-course dans le cyl. HP.

On étudierait de même l'effet des autres calages de manivelles.

Il est inutile d'insister sur ces figures compliquées, qui ne peuvent être d'aucune utilité pratique. Dans le projet de diagramme totalisé, qui fait aujourd'hui partie de tout projet de machine, et qui donne la valeur

prévue pour l'ordonnée moyenne p de la formule du travail, on se contente de placer la courbe d'évacuation de chaque cylindre, à la distance moyenne convenable de la courbe d'admission dans le suivant, en supposant ainsi la perte réellement rectangulaire. La perte moyenne est la somme d'une perte à l'évacuation et d'une perte à l'admission, avec les valeurs indiquées aux numéros 25 et 27.

31. — *Pertes triangulaires.* — Contrairement à ce qui a lieu pour les pertes rectangulaires, le constructeur a une action sur les pertes triangulaires, qui varient selon les proportions établies entre les différents cylindres et les périodes d'admission adoptées pour chacun d'eux. Il y a donc quelqu'intérêt à résumer, au sujet des pertes triangulaires, les calculs souvent faits à leur égard dans les ateliers de construction, en prenant l'hyperbole équilatère pour courbe de détente.

Soient :

V_0, V_1, V_2 . . les volumes des cylindres successifs,
I_0, I_1, I_2. . . les périodes d'admission dans ces cylindres,
P_0, P_1, P_2. . . les pressions à l'admission.

L'équation générale de la détente,

$$(22) \qquad I_0 V_0 P_0 = I_1 V_1 P_1 = I_2 V_2 P_2, \text{ etc.}$$

donne la valeur des pressions P_1, P_2, etc., dans les différents réservoirs,

$$(23) \qquad \left\{ \begin{aligned} P_1 &= P_0 \frac{I_0 V_0}{I_1 V_1}, \\ P_2 &= P_1 \frac{I_1 V_1}{I_2 V_2} = P_0 \frac{I_0 V_0}{I_1 V_1}, \\ &\ldots\ldots\ldots\ldots \end{aligned} \right.$$

sauf pour le dernier réservoir, qui est le condenseur.

La pression, à la fin de la détente, est, pour les différents cylindres,

$$(24) \qquad I_0 P_0, \; I_1 P_1, \; I_2 P_2, \text{ etc.}$$

Il se produit donc, à l'évacuation, par suite de la détente écourtée, des chutes brusques de pression ayant pour valeur,

$$(26) \qquad \left\{ \begin{aligned} I_0 P_0 - P_1 &= I_0 P_0 \left(1 - \frac{V_0}{I_1 V_1}\right), \\ I_1 V_1 - P_2 &= I_1 P_1 \left(1 - \frac{V_1}{I_2 V_2}\right), \\ I_2 V_2 - P_3 &= I_2 V_2 \left(1 - \frac{V_2}{I_3 V_3}\right), \\ &\ldots\ldots\ldots\ldots \end{aligned} \right.$$

Ces chutes de pression EF, E_1F_1, etc. (fig. 43), donnent lieu aux pertes triangulaires EFD, $E_1F_1D_1$, etc.

D'après les formules (26), les pertes triangulaires s'annulent, quand la condition,

$$(26) \qquad \frac{V_n}{I_{n+1} V_{n+1}} = 1,$$

est satisfaite dans le passage d'un cylindre à l'autre.

Avec le rapport usuellement adopté entre les volumes des cylindres successifs qui est un peu supérieur à 2, la condition (26) se trouve remplie pour les introductions voisines de 0,45. On n'a pas, en général, une introduction aussi faible, à toute puissance, du moins dans les navires de guerre, parce qu'il faut pouvoir réduire de plus du tiers l'introduction, pour marcher aux allures lentes. L'introduction 0,45 donnerait de plus une répartition inégale du travail entre les différents cylindres, le travail étant plus grand dans les cylindres à haute pression; or, les conditions de bon fonctionnement mécanique font désirer la répartition uniforme des efforts sur les différentes manivelles de l'arbre, surtout à toute puissance. Enfin, l'emploi de détentes aussi étendues conduirait à des cylindres trop volumineux.

Dans la marche économique, la condition (26) se trouve assez bien remplie, ce qui n'est sans doute pas étranger à l'utilisation de la vapeur aux allures modérées, beaucoup d'autres influences entrant d'ailleurs en jeu.

Il y a ainsi, pour les machines à détente multiple, un motif de plus que sur les machines à détente simple, de conserver une pression élevée en réduisant l'introduction, plutôt que de réduire la pression d'introduction, quand on marche à petite puissance. On gagne à la fois par la suppression des pertes triangulaires et par l'augmentation de détente. Le tableau suivant, extrait d'expériences récentes faites sur le croiseur anglais *Argonaut*, montre bien l'avantage des hautes pressions et des faibles introductions, pour le cas d'une marche au cinquième de la puissance :

Nos des expériences	1	2	3	4
Pression au tiroir HP	11k,88	9k,98	5k,34	4k,78
Introduction au cylindre HP . .	0 ,285	0 ,405	0 ,650	0 ,730
Puissance développée	3818 ch.	3828 ch.	3897 ch.	3917 ch.
Eau consommée par cheval . .	7k,255	7k,460	7k,845	7k,905

Ces quatre expériences ont été faites sans aucun réchauffage des

cylindres par les enveloppes, et dans des conditions semblables, sauf la pression et la période d'admission.

Les machines de l'*Argonaut* sont à détente triple.

On peut voir, sur la figure 43, que, dans un même diagramme totalisé, la somme des pertes triangulaires diminue quand le nombre des détentes successives augmente. Nous savons de plus (n° 15) que les avantages de la détente multiple, du côté des espaces morts, sont de plus en plus prononcés, à mesure que le nombre des détentes est plus grand. L'analyse des pertes et des bénéfices, sur les diagrammes d'indicateurs totalisés, pousse ainsi, sous deux rapports, dans la voie de l'augmentation du nombre des détentes successives; mais le bénéfice à attendre de ce côté devient de moins en moins grand à mesure que le nombre des détentes augmente. D'autre part, les pertes rectangulaires sont proportionnelles au nombre des détentes et des étranglements sur le passage de la vapeur.

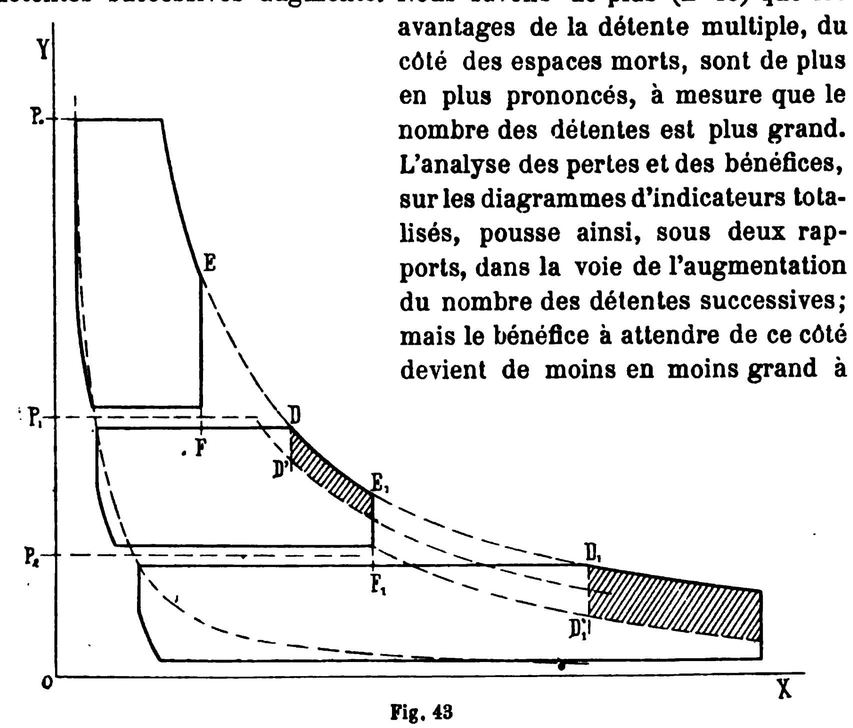


Fig. 43

32. — *Pertes hyperboliques*. — Le troisième genre de pertes d'ordonnée, dans le diagramme totalisé, résulte de ce que les courbes de détente de chaque cylindre, dont chacune se rapproche de la forme d'un arc d'hyperbole équilatère, ne sont point placées en prolongement l'une de l'autre, sur une même hyperbole générale. Les arcs successifs descendent, au-dessous de l'hyperbole du cyl. HP, d'une hauteur qui augmente à chaque nouvelle détente, de manière à faire perdre l'aire qui est distinguée par des hachures sur la figure 43.

Des pertes hyperboliques ainsi définies, il faut retrancher une portion uniquement due à l'inaptitude de l'hyperbole à représenter exacte-

ment la détente. Il est bien évident que, si l'effet de la réévaporation intérieure relève la courbe de détente de D en E_1, par exemple, fig. 43, en lui donnant la forme d'un arc d'hyperbole, cet effet n'existe plus de E_1 en D_1. Dans son passage à travers un réservoir non muni de double enveloppe, la vapeur se refroidit un peu par rayonnement, et elle ne subit pas d'autre influence. Le point D_1 doit donc tomber au-dessous de l'adiabatique de E_1, ou, tout au plus, sur cet adiabatique. L'abaissement des hyperboles menées par différents points de la courbe de détente adiabatique ne saurait être regardée comme une perte d'ordonnée.

La réserve précédente étant faite, on reste en présence de pertes véritables, toujours accusées par une diminution du poids de vapeur sensible en passant d'un cylindre à l'autre, qui sont une sorte de prolongement des pertes rectangulaires, mais qui proviennent d'une cause toute différente. Le laminage de la vapeur, qui produit les pertes rectangulaires, ne pouvant abaisser le titre de la vapeur laminée, bien au contraire, on est simplement en présence d'un effet de condensation.

Les pertes hyperboliques participent donc à la fois des pertes d'ordonnée et des pertes de vapeur, que nous étudierons plus loin.

La courbe générale de la détente d'un diagramme totalisé descend assez sensiblement au-dessous de la courbe adiabatique, en raison des pertes hyperboliques. Des expériences, faites, il y a quelques années, en Angleterre, sur le vapeur l'*Iveagh*, ont conduit, pour représenter cette courbe, à l'équation empirique

$$PV^{1,177} = \text{Constante,} \qquad (27)$$

qui s'appliquerait aux machines dépourvues de chemises de vapeur. Des formules de ce genre, d'après les expériences faites dans des conditions de marche variées, pourraient être utilisées dans la préparation des diagrammes de projets de machines.

La perte de vapeur sensible due aux pertes hyperboliques, qui croît d'un cylindre à l'autre, peut s'élever au sixième de la vapeur sensible totale quand on arrive au troisième cylindre. Elle ne doit pas être confondue avec les pertes, constantes en principe pour tous les cylindres, dont l'étude est la partie la plus importante de la théorie des machines à détente multiple, et auxquelles des numéros suivants seront consacrés.

§ 2. — Etude des pertes de vapeur dans les cylindres.

33. — *Pertes accusées par la mesure de la vapeur sensible.* — Les pertes d'ordonnées, sur les diagrammes fournis par la vapeur sensible à l'arrivée dans les cylindres, telles qu'elles résultent des étranglements et de la détente écourtée, ne représentent qu'une portion, et même souvent une faible portion, du déchet constaté par rapport au diagramme, que devrait fournir la vapeur totale produite dans les chaudières (fig. 24 et 25, p. 74 et 75). Une perte de travail importante provient de ce qu'on ne trouve aucune trace, dans la machine, des effets d'une fraction notable de la vapeur produite, qui semble s'évanouir dès son arrivée à la boîte à tiroir HP.

La disparition de vapeur dont il s'agit se constate sans peine et s'évalue approximativement, en mesurant la quantité de vapeur dépensée par cylindrée, d'après les deux courbes de détente et de compression, dans le cylindre HP, et en la comparant à la quantité de vapeur mesurée ou simplement estimée que les chaudières fournissent également par coup de piston. Pour rendre les chiffres comparables d'une machine à l'autre, il convient de les rapporter au cheval développé et non au coup de piston. Des calculs de ce genre sont en usage depuis très longtemps.

Dans la dernière machine à simple détente construite par Dupuy de Lome, celle de la frégate cuirassée la *Guyenne*, d'après les expériences de consommation faites en escadre en 1868, la consommation de vapeur réelle par cheval K_r était de $15^k,2$, et la consommation de vapeur sensible K_s était de $9^k,6$ seulement ; ces chiffres sont établis en comptant sur une vaporisation de $7^k,5$ d'eau par kilogramme de charbon brûlé. Ainsi, dans les dernières machines à détente simple et à $1^k,8$ de pression, on perdait $5^k,6$, soit 37 % de la vapeur produite K_r. A la même époque, la machine compound de la *Savoie*, marchant à la même pression et munie de tiroirs du même modèle que celle de la *Guyenne*, consommait par cheval, d'après les mêmes estimations, $11^k,2$ de vapeur réelle et $7^k,8$ de vapeur sensible ; la différence $K_r - K_s$ était donc réduite à $3^k,4$, soit à 0,30 K_r. Des améliorations de détail, l'élévation de la pression et du vide, et surtout l'adoption d'un meilleur modèle de tiroir, ont fait réduire la perte $K_r - K_s$ à 2 kilogrammes sur le *Suffren*, et même à $1^k,9$ sur le *Richelieu*.

Depuis l'époque des chaudières rectangulaires, le progrès inauguré par l'adoption des machines compound s'est continué sans interruption. La perte $K_r - K_s$ est descendue à $1^k,5$ environ sur les machines à détente double et à 4 kilogrammes de pression comme celle du *Courbet*. La détente triple a fait réaliser un bénéfice très marqué. Actuellement,

une bonne machine à détente triple, admettant à 14 kilogrammes de pression au cyl. HP, ne doit pas dépenser plus de $6^k,6$ de vapeur réelle et 6 kilogrammes de vapeur sensible, si l'on fait le calcul comme précédemment; cela correspond à une perte de $0^k,6$ égale à 0,1 K_r seulement.

En tenant compte de ce que les chaudières actuelles vaporisent au moins 8 kilogrammes d'eau, et non $7^k,5$, par kilogramme de charbon, il faut évaluer K_r à 7 kilogrammes au lieu de $6^k,6$; la perte K_r — K_s est ainsi de 1 kilogramme par cheval.

Nous sommes ainsi en présence d'une disparition dépassant 5 kilogrammes par cheval sur les dernières machines à détente simple, qui est tombée à $3^k,5$ environ sur les premières machines à détente double, qui est descendue par étapes à 2 kilogrammes et $1^k,5$, qui est actuellement de 1 kilogramme par cheval, et qu'il faut réduire encore. La vapeur ainsi enlevée a nécessairement passé par la boîte à tiroir HP, car les fuites sont à peu près nulles, de la chaudière à cette boîte. De la boîte à tiroir HP, la vapeur perdue semble donc se rendre directement au condenseur, comme si elle y était conduite par un tuyau spécial. Nous avons à étudier les causes de cette fuite, assez longtemps restées mystérieuses.

34. — *Effet des fuites des pistons, des tiroirs, etc.* — La première cause à laquelle on peut attribuer la disparition de la vapeur est naturellement dans les fuites par les garnitures de la machine.

Dans les machines à détente simple, le diagramme d'indicateur ne peut révéler l'existence des fuites de vapeur que d'une manière vague, par l'abaissement rapide et anormal de la pression pendant la détente comme pendant l'admission. En fait, à l'époque de ces machines, les fuites ne se laissaient soupçonner, en cours de fonctionnement, que dans un cas extrême, quand il en résultait une élévation de température, avec abaissement du vide au condenseur. La pompe à air avait, à cette époque, un débit invariable, puisqu'elle était conduite par la machine; donc le vide tombait, quand la dépense de vapeur augmentait par coup de piston.

Dans les machines à détente multiple, l'examen du diagramme totalisé pourrait donner des indications plus claires. Considérons, en effet, figure 44, le diagramme d'une machine connue ; supposons même, pour plus de précision, que la courbe générale de détente à l'état normal et sans fuites, E D_1 E_1 D_2 corrigeant les pertes hyperboliques ait pu être tracée, à l'aide d'une formule analogue à la formule (27) par exemple. La position normale des lignes de séparation des diagrammes partiels I D_1, I_1 D_2 est également connue.

Supposons qu'une fuite se produise à un cylindre intermédiaire ; il y aura abaissement de la courbe de détente, de $D_1 E_1$, en $D'_1 E'_1$, pour ce cylindre seulement ; la pression tombera en $I' D'_1$ dans le réservoir qui précède, et restera invariable en $I_2 D_2$ dans le réservoir qui suit. L'effet est semblable si la fuite se produit au cylindre BP ; il est tout différent avec des fuites par le piston ou le tiroir du cylindre HP. Dans ce dernier cas, la quantité de vapeur augmente dans les cylindres MP et BP et, par suite, la courbe de détente s'y relève en D''_1, D''_2, tandis qu'elle reste invariable en D E pour le cylindre HP ; en même temps, toutes les lignes de séparation remontent vers le haut.

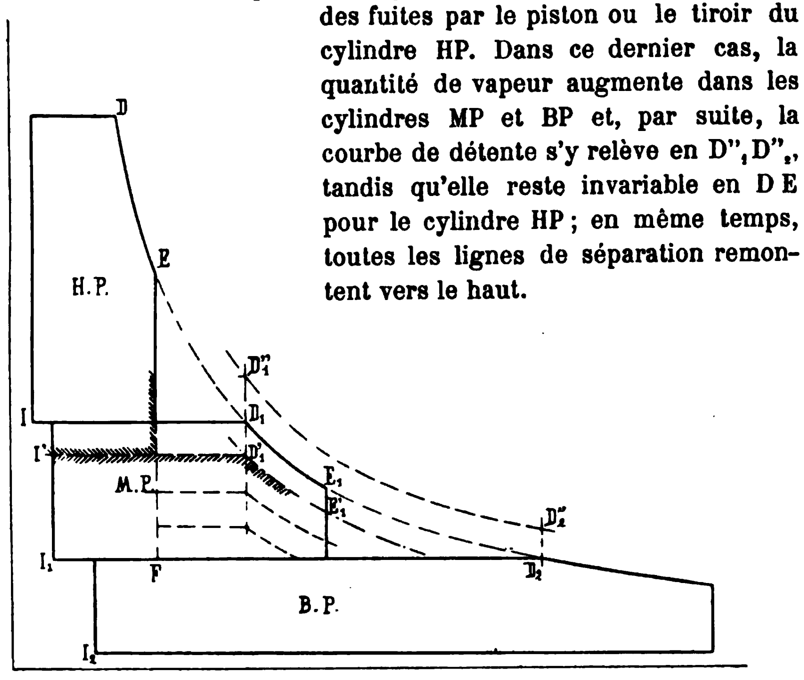


Fig. 44

La figure 44 donne lieu à quelques observations de principe. Elle montre, par exemple, comment, si les fuites dans le cylindre MP étaient assez fortes pour annuler le travail dans ce cylindre, la machine fonctionnerait exactement en compound, avec la ligne de détente brisée D E F D_2. Elle met ainsi en évidence un avantage des machines à détente multiple ; l'effet des fuites dans un cylindre y est limité à une portion seulement du travail produit dans ce cylindre. Pour faire disparaître cet avantage, il faudrait supposer des fuites toutes égales, se répétant à tous les cylindres.

La visite des machines mises en réparation fait voir que les fuites sont quelquefois à craindre en cours de service, quand les surfaces frottantes sont déformées ou grippées, que les ressorts des garnitures ont perdu de leur bandage initial, etc. Il y a surtout un danger sérieux du côté des joints des doubles enveloppes intérieures avec le corps des cylindres, qui exigent l'attention toute spéciale des mécaniciens. Il est

bien constaté, d'ailleurs, que la consommation de charbon par cheval augmente quelquefois en cours de campagne d'une manière significative.

Sur les machines neuves, les fuites de vapeur paraissent être, en général, insignifiantes. On avait autrefois, à cet égard, une certitude absolue, par suite de l'usage, où l'on était, de faire subir à toutes les machines une expérience d'étanchéité à chaud, avant les expériences de recette. A cet effet, la machine étant fixée dans une position invariable à l'aide du vireur, on introduisait la vapeur de l'un des côtés du cylindre à essayer, et on ouvrait à l'atmosphère, de l'autre côté, soit la purge, soit le tuyau de l'indicateur de Watt. L'expérience, souvent répétée sur les machines à basse pression, montrait clairement que l'étanchéité d'une machine dépend uniquement des tiroirs. Les tiroirs en D des machines de la *Guyenne* et de la *Savoie*, par exemple, donnaient toujours, quoiqu'on fît, des fuites notables ; les pertes de vapeur $K_r - K_s$ citées plus haut pour ces deux bâtiments comprennent l'effet de ces fuites. Avec les tiroirs plans de Mazeline, on arrivait, avec un peu de pratique dans le serrage des compensateurs, à l'étanchéité la plus absolue. Cet exemple prouve que l'étanchéité des tiroirs suffit pour assurer celle de l'ensemble du tiroir et du piston. Les pistons à vapeur sont donc étanches. Les nouveaux tiroirs cylindriques doivent l'être également.

L'habitude des expériences d'étanchéité à chaud s'est perdue, et on doit d'autant plus le regretter que ces expériences peuvent se faire en cours de campagne, aussi facilement que dans les premiers essais de l'appareil. Si l'on craint les efforts considérables auxquels le vireur se trouverait soumis, et qui pourraient conduire au danger d'un départ inopiné, à cause des hautes pressions actuelles, rien n'empêcherait, du moins, de faire l'expérience à une pression réduite ; le résultat, sans être tout à fait aussi concluant, présenterait encore un grand intérêt.

Il n'y a pas à tenir compte des fuites extérieures par les presse-étoupes des tiges, et les joints de pièces fixes, qui sont toujours à peu près nulles.

35. — *Rayonnement extérieur.* — *Feutrage.* — Il n'est possible de mettre, à la charge des fuites, qu'une faible partie du déchet constaté sur la vapeur sensible comparée à la vapeur venue des chaudières, du moins dans les machines neuves. Le reste doit être absorbé par les condensations dans l'intérieur de la machine. Les condensations intérieures, ainsi mises en cause, ne peuvent être continues qu'à la condition d'être produites par un refroidissement également continu de la machine. Toutes les causes de refroidissement doivent être soigneusement recherchées et combattues.

Considérons d'abord l'effet du rayonnement extérieur qui se fait sentir, non seulement sur les cylindres, mais aussi sur les boîtes à tiroir, les réservoirs et tout le tuyautage de vapeur.

On sait mettre en équations le passage de la chaleur d'un réservoir à la température t_1 à un réservoir à une température plus basse t_2, à travers une paroi où la température varie de t'_1 à t'_2.

Soit c_1 le coefficient de transmission à la première surface, ou pouvoir absorbant de la paroi ;

c_2 le coefficient de transmission à la surface de sortie, ou pouvoir émissif ;

c le coefficient de conductibilité à travers la paroi,

e l'épaisseur de la paroi,

τ le temps,

q la quantité de chaleur passant par seconde et par mètre carré de section de passage.

Nous avons,

$$\frac{q}{\tau} = c_1 (t_1 - t_1') = \frac{c}{e} (t_1' - t_2') = c_2 (t_2' - t_2), \tag{28}$$

d'où nous tirons,

$$\frac{q}{\tau}\left(\frac{1}{c_1} + \frac{e}{c} + \frac{1}{c_2}\right) = t_1 - t_2. \tag{29}$$

Les trois termes du multiplicateur de q jouent des rôles très différents. Les deux coefficients c_1 et c_2 dépendent à un haut degré de l'état physique des parois, état sec, humide, lubréfié, etc. Quel que soit cet état, le terme $\frac{e}{c}$ paraît être négligeable en présence de $\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}$. Même pour des gaz permanents, ou des vapeurs très sèches, le pouvoir absorbant c_1 est supérieur au pouvoir émissif c_2 ; par suite, d'après les équations (28), $t_1 - t'_1$ est moindre que $t'_2 - t_2$. Quand le fluide à la température t_1 est de la vapeur humide ou simplement saturée, et que l'absorption de chaleur, proportionnelle à $t_1 - t'_1$, s'opère par une sorte de *convection* due à la condensation sur la paroi, la différence entre c_1 et c_2 est très grande ; dans ce cas, la température de la paroi, dans toute son épaisseur, devient pratiquement égale à celle de la vapeur supposée ici constante.

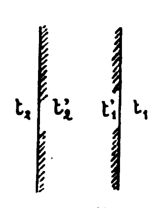


Fig. 45

Le coefficient de résistance $\frac{1}{c_2}$ au rayonnement extérieur étant accru encore par l'effet des enveloppes isolantes, la perte de chaleur résultant de ce rayonnement a très peu d'importance. On s'accorde à estimer à 1 %, au plus, la perte de vapeur, et par suite de travail qui en

résulte, et cette perte a son siège dans le tuyautage, plus que dans la machine elle-même.

Toute l'eau condensée par suite du rayonnement extérieur s'amasse dans le tuyautage, les réservoirs, les doubles enveloppes des cylindres, et ne peut être enlevée que par le jeu des purges. Dans quelques cas, il est possible de la recueillir, ce qui donne mieux qu'une simple évaluation théorique de la perte par rayonnement.

Les pertes de chaleur par rayonnement extérieur, bien que faibles numériquement, exercent une influence appréciable sur le fonctionnement économique de la machine, parce qu'elles abaissent le titre de la vapeur, ou, tout au moins, font disparaître la petite surchauffe à l'entrée dans le cylindre, qui devrait résulter de l'effet des étranglements et de la transformation en chaleur de la force vive acquise par la vapeur dans son trajet. De plus, le rayonnement extérieur constitue une gêne pour le personnel; il peut rendre inhabitables les parties mal ventilées de la chambre des machines. Il importe donc d'envelopper les cylindres et le tuyautage de vapeur, de matières non conductrices et surtout douées d'un pouvoir émissif très faible.

Le choix des matières isolantes est assez délicat. Le bois, dont on a longtemps entouré les cylindres, a l'inconvénient de devenir inflammable, quand il est imprégné de matières grasses; il y a eu des exemples assez nombreux, bien que difficiles à expliquer, d'enveloppes en bois s'enflammant en cours de marche, et cet accident, si promptement que l'incendie soit éteint, laisse les cylindres profondément grippés. Le coton siliceux est proscrit dans la chambre des machines, parce que sa manipulation produit des poussières dangereuses pour les pièces frottantes. Le feutre et la toile sont les isolants les plus employés; les lames de liège, placées quelquefois autour du tuyautage, paraissent d'un bon usage. Les enveloppes extérieures en laiton, maintenues polies et brillantes, partout où on peut les placer, sont un excellent isolant; mais il ne faut pas exposer les mécaniciens à leur contact, parce qu'elles se maintiennent à une température brûlante, précisément à cause de leur faible pouvoir émissif.

Il se produit, à l'intérieur même de la machine, des pertes de chaleur analogues aux précédentes, c'est-à-dire dues à la conductibilité et au rayonnement. Les pistons et les tiroirs sont en contact, sur leurs deux faces, avec de la vapeur à des températures très différentes, et, sur chaque face, avec de la vapeur à une température très variable; ils transmettent donc sans cesse et directement de la chaleur, de la vapeur chaude à la vapeur froide. L'effet de ces transmissions de chaleur, dont on se préoccupait beaucoup au début des machines, est, en réalité,

noyé dans celui du refroidissement au condenseur, ou de l'influence des parois, que nous étudierons au numéro suivant.

Les pertes de chaleur par l'intérieur, quelle que soit leur origine, seraient combattues par l'emploi d'isolants sur les fonds de cylindre, les faces de piston et autres surfaces non frottantes ; quelques tentatives ont été faites à l'aide d'enduits plus ou moins adhérents, mais elles n'ont pas abouti à des dispositions acceptées dans la pratique.

36. — *Refroidissement au condenseur.*— L'action intense des parois, comme agents de perte de chaleur, s'exerce non par conductibilité, mais par une sorte d'emmagasinement de la chaleur. Elle est, sous cette forme, la cause fondamentale de l'infériorité des machines à simple détente sur celles à détente multiple. Son étude constitue une partie délicate et très importante des recherches sur l'utilisation thermique des machines à vapeur.

Le nom ancien de *refroidissement au condenseur* est applicable, dans le cas des machines à détente multiple, à l'action absorbante des parois, en considérant chaque réservoir intermédiaire comme jouant le rôle d'un condenseur par rapport au cylindre qui le précède.

M. Reech, étudiant en 1850 le fonctionnement d'une machine marine mixte, à vapeur d'eau et à chloroforme, a exposé, le premier, les conditions dans lesquelles la vapeur disparait du cylindre sans produire de travail, par suite du refroidissement au condenseur. M. Hirn, reprenant la question, l'a traitée avec des détails nouveaux dans sa note du 25 avril 1855, à l'origine même des beaux travaux de l'école de Mulhouse sur la machine à vapeur. La théorie, ainsi établie dans ses lignes générales, a été l'objet de vives controverses; elle n'est plus contestée aujourd'hui, mais elle donne encore lieu, dans ses détails, à de nombreuses discussions.

Le phénomène, réduit à ses traits les plus simples, en considérant seulement l'admission et l'évacuation de la vapeur, est le suivant.

La vapeur pénétrant dans le cylindre, à la pression P_a et à la température t_a, y trouve la paroi refroidie pendant l'évacuation qui précède; elle se condense donc sur la surface, jusqu'à ce qu'elle l'ait amenée à sa propre température t_a. Au moment de l'ouverture à l'évacuation, l'eau condensée, à la température t_a, se trouve soumise à la pression P_e ; elle entre aussitôt en ébullition, en reprenant à la paroi la chaleur communiquée précédemment, et se rend au condenseur, mêlée à la vapeur qui a travaillé. Si la quantité de chaleur empruntée est insuffisante pour vaporiser toute l'eau, l'ébullition s'arrête dès que la température de l'eau est descendue à la température t_e du réservoir d'évacuation; dans ce cas

la paroi reste humide à la fin de l'émission. Si la chaleur empruntée est suffisante, la vaporisation est complète et la paroi est sèche à la fin de l'émission. Le temps joue naturellement un rôle, et détermine l'importance du flux de chaleur.

L'effet pernicieux du refroidissement au condenseur, comparativement à la perte de vapeur par simple conductibilité, résulte de la grande valeur que prend le pouvoir absorbant c_1, lorsqu'il y a condensation sur la paroi, par rapport à la valeur entrant dans l'équation (28), appliquée au cas d'un gaz permanent ou d'une vapeur surchauffée. En effet, la conductibilité est beaucoup plus grande entre le liquide et le métal qu'entre la vapeur et le métal; de plus, la condensation renouvelle sans cesse la vapeur chaude en contact avec la surface refroidissante, et supprime la nécessité d'une transmission de chaleur à travers la vapeur elle-même.

Pour pousser plus loin l'analyse, le premier point est de savoir si l'eau se condense par gouttelettes ou en couche uniforme; en d'autres termes, en considérant la cause au lieu de l'effet, il faut établir laquelle est la plus grande, de la conductibilité entre eau et vapeur ou de la conductibilité entre paroi métallique sèche, mais onctueuse, et vapeur. Après de longues discussions sur la conductibilité, M. Bryan Donkin a tranché le débat par une observation dans un cylindre transparent. L'eau se dépose en gouttelettes. Par suite, le pouvoir absorbant de la paroi c_1 augmente ou diminue, en même temps que l'étendue de surface mouillée, c'est-à-dire que la quantité d'eau déposée.

Une seconde donnée, très intéressante pour estimer l'importance de la quantité de chaleur alternativement reçue et rendue, est la profondeur, jusqu'où s'étendent, dans la paroi, les oscillations de température. Comme cette profondeur varie nécessairement avec la durée d'une révolution et la chute de la température, on ne peut citer qu'à titre d'exemples les observations recueillies. Vers 6 millimètres de profondeur, sur un cylindre sans chemise de vapeur, la température a été trouvée constante, et sensiblement supérieure à la moyenne de t_a et de t_c; de cette dernière condition, on doit conclure que, pour la condensation, comme pour la conductibilité, le pouvoir absorbant de la paroi est supérieur au pouvoir émissif.

Ces points établis, il est possible de se rendre compte de toutes les phases du refroidissement au condenseur, dans les conditions moyennes du fonctionnement des machines.

Au début de l'admission, la paroi presque sèche a un pouvoir absorbant c_1, qui a pu être estimé à deux calories par seconde et par mètre carré. A mesure que les gouttelettes s'étendent, c_1 augmente

et la condensation s'accélère de plus en plus. A la fin de l'admission, c_1 doit atteindre vingt calories, il reste alors stationnaire.

Pendant la détente, la pression s'abaisse et la réévaporation de l'eau condensée commence sur la paroi réchauffée précédemment. En même temps, se découvrent de nouvelles surfaces froides et condensantes. Il y a ainsi une sorte de transport d'eau d'une partie de la surface cylindrique à l'autre. La surface réchauffée pendant l'admission, qui comprend un fond de cylindre et une surface de piston, est bien plus grande que la surface froide découverte ; de plus la surface froide s'est asséchée pendant l'émission et elle vient d'être balayée par le piston; son pouvoir absorbant est donc faible. La réévaporation pendant la détente, par l'effet des parois, dépasse par suite de beaucoup la condensation; de là l'augmentation de vapeur sensible, figure 29, souvent si apparente sur les diagrammes d'indicateurs, malgré l'abaissement de titre produit par la détente adiabatique. L'assèchement partiel d'une portion des surfaces et la condensation très imparfaite sur l'autre paraissent conduire à un pouvoir absorbant ou émissif moyen de 10 calories, pour l'ensemble de la paroi, pendant la détente.

Pendant l'évacuation, il y a ébullition violente au début ; l'étendue de la surface mouillée diminue rapidement. Par suite, le pouvoir émissif descend de dix calories à deux, pendant le premier cinquième de la demi-révolution de retour; il passe ensuite lentement de deux à une calorie, pendant le reste de l'émission ; il se réduirait à une faible fraction de calorie, et s'annulerait même, en pratique, à la fin de la course, si la paroi s'asséchait complètement. Le réchauffage de la surface de la paroi, aux dépens de sa chaleur intérieure, paraît commencer à se produire avant la fin de l'émission.

Pendant la compression, l'élévation de température de la vapeur due au travail absorbé produit d'abord une légère surchauffe incapable de réchauffer la paroi par conductibilité. Quand la compression a fait dépasser la pression maximum correspondant à la température de la paroi, les premières condensations se manifestent. La paroi subit ainsi un premier réchauffage pendant la compression ; l'effet peut en être plus nuisible qu'utile, au point de vue de la consommation de vapeur, parce que la surface, en devenant humide, devient plus apte à produire la condensation au début de l'admission, sur les parties non balayées par le piston. La condensation pendant la compression est supposée faire remonter le pouvoir absorbant à deux calories, dans l'exemple que nous avons choisi.

Ainsi, en résumé, il y a condensation et réchauffage pendant l'admission et la compression, évaporation et refroidissement pendant la dé-

tente et l'évacuation. Si les chiffres ci-dessus, fournis à titre d'indication pouvaient servir à calculer le poids de la vapeur condensée et celui de la vapeur évaporée, on aurait à satisfaire à une équation de condition imposée par l'égalité de ces deux poids de vapeur. Le réchauffage est toujours égal au refroidissement, d'où il résulte que toute mesure, efficace contre les réévaporations, combat, par cela même, les condensations, et réciproquement.

Le poids de la vapeur perdue, dont nous n'essayons pas de calculer la valeur absolue, est sensiblement proportionnel au poids spécifique D, à la chaleur spécifique C et au volume de métal S*e* intervenant activement, c'est-à-dire à

$$S \times e \times D \times C,$$

ainsi qu'à la variation de température Δt; en laissant de côté les deux constantes D et C, ce poids est simplement proportionnel au produit

$$S \times e \times \Delta t;$$

S est la surface totale, de forme très compliquée, exposée aux refroidissements et aux réchauffements successifs;
e est l'épaisseur du métal accessible au changement de température, qui varie avec Δt et la durée des révolutions;
Δt est le changement de température.

Si nous supposons, dans l'épaisseur *e*, les deux températures extrêmes proportionnelles, l'une à la température de la vapeur, variant de t_a à t_c, l'autre à la température moyenne constante, qui diffère peu de $\frac{t_a + t_c}{2}$, la température moyenne de la masse métallique est comprise entre des limites proportionnelles à

$$\frac{1}{2}\left(\frac{t_a + t_c}{2} + t_a\right) \quad \text{et} \quad \frac{1}{2}\left(\frac{t_a + t_c}{2} + t_c\right);$$

La valeur de Δt peut ainsi être représentée par la différence

$$\frac{t_a - t_c}{2}.$$

La perte de vapeur par refroidissement au condenseur est donc proportionnelle à

$$(30) \qquad S \times e \times \frac{t_a - t_c}{2}.$$

On peut aussi prendre pour représenter l'action des parois, le produit

$$(31) \qquad S \times c_1 \times \frac{t_a - t_c}{2},$$

dans lequel le pouvoir absorbant et le pouvoir émissif sont représentés par un seul coefficient c_1, augmentant et diminuant, de même que e, avec la chute de température $t_a - t_c$, et l'étendue des surfaces mouillées qui en est la conséquence. Le produit (31) représente en effet la quantité de chaleur qui doit traverser la surface de la paroi.

Pour combattre le refroidissement au condenseur, il faut, dans le produit (31), réduire le plus possible la surface S exposée au contact de la vapeur; cette surface nuisible comprend, avec la surface intérieure cylindrique, le fond du cylindre, la face du piston et toutes les surfaces des conduits de vapeur, joints de couvercle du cylindre, couronnes ou garnitures du piston, etc.

Il faut de plus réduire le pouvoir absorbant c_1, ; à cet effet, on ne peut agir que sur la chute $t_a - t_c$, dont c_1 dépend, les tentatives, pour recouvrir de laques ou d'autres isolants les fonds et les pistons, n'ayant pas abouti.

Enfin il faut, par-dessus tout, diminuer la chute de température $t_a - t_c$ qui intervient deux fois dans le produit (31), d'abord comme facteur de ce produit, ensuite comme facteur du pouvoir absorbant c_1. Le secret du succès des machines à détente multiple, au point de vue de la réduction des pertes de vapeur, est dans la diminution de $t_a - t_c$.

La forme du produit (31) montre que, pour renouveler une même perte de vapeur, dans les divers cylindres d'une machine à détente multiple, la chute de température $(t_a - t_c)$ doit aller en diminuant à mesure que la surface nuisible S augmente. Ainsi la chute de température devrait être moindre dans le cyl. BP que dans le cyl. HP, contrairement à ce qui a lieu généralement.

Si nous considérons des machines de dimensions et de puissance très différentes, et non plus les différents cylindres d'une même machine, nous trouvons que la surface nuisible croît comme le carré seulement des dimensions, tandis que le poids de la vapeur admise varie comme le cube. Il est permis d'en induire que la proportion de vapeur perdue doit être inversement proportionnelle aux dimensions linéaires; cette loi approximative a été présentée par P. W. Willans, comme établie expérimentalement.

Enfin, le temps jouant un rôle dans les phénomènes physiques, il n'est pas douteux que le refroidissement au condenseur, pendant un tour de machine, ne diminue en même temps que la durée de ce tour. Les résultats d'expérience ne sont pas concordants quant à la loi de la diminution. Suivant P. W. Willans, le poids total de vapeur envoyé au condenseur dans un temps donné, par l'effet des parois, serait proportionnel à la racine carrée du nombre de tours par minute N ; comme le poids de vapeur introduit dans la machine est à peu près proportionnel à N, le

rapport des deux poids, qui représente la perte, est inversement proportionnel à $\sqrt{N}$. C'est la loi la plus généralement admise; elle est très favorable aux machines à allure rapide.

La nécessité d'étudier à fond, dans ses causes et dans les remèdes possibles, une perte de vapeur dont l'importance peut varier du dixième au tiers de la dépense totale, est universellement reconnue aujourd'hui. Les recherches expérimentales sont activement poursuivies dans les laboratoires de mécanique de plusieurs pays.

Les résultats obtenus sont discutés suivant les principes les plus rigoureux, avec un soin et une méthode, dont la *Théorie générale* de M. Leloutre et les mémoires de M. Nadal, en cours de publication dans la *Revue de Mécanique* offrent des modèles. Ces travaux promettent aux constructeurs de machines marines, dans un avenir plus ou moins prochain, des indications plus sûres que celles exposées dans les trois numéros suivants, au sujet de la nature des remèdes contre le refroidissement au condenseur, des règles à suivre pour les appliquer, et de leur efficacité absolue et relative.

37. — *Chemises de vapeur.* — Le réchauffage des parois, par une source extérieure de chaleur, semble être le plus simple des moyens qui se présentent, pour supprimer ou du moins réduire le refroidissement au condenseur. L'efficacité de ce moyen, tel qu'il est réalisé par les chemises de vapeur dans une double enveloppe des cylindres, a été contestée à divers points de vue.

Les objections de principe, appuyées sur des calculs variés, peuvent être écartées, parce qu'elles reviennent, au fond, à démontrer l'inutilité des enveloppes dans la machine parfaite. Mais, dans une semblable machine, la surchauffe n'aurait, elle aussi, qu'un effet imperceptible, de plus, la détente multiple y serait nuisible. Avec le refroidissement au condenseur, on est en présence d'une machine essentiellement imparfaite, dont on se propose de corriger les défauts. Il s'agit d'augmenter, non pas l'utilisation théorique U_1, mais bien l'utilisation spécifique U_2, ce qui est une question toute différente.

Il est évident qu'une portion de paroi, dont la surface intérieure serait maintenue à la température t_a, deviendrait tout à fait inerte au point de vue du refroidissement au condenseur. Il s'y produirait une perte légère de chaleur par rayonnement, en présence d'autres parois non réchauffées, et une perte presque nulle par conductibilité en présence de la vapeur à la température t_c; il n'y aurait pas d'autre refroidissement.

Ce réchauffage parfait est irréalisable, parce que la transmission de la

chaleur à travers la paroi est lente, tandis que l'évaporation sur la surface interne, puis la condensation suivante, sont presque instantanées. Un réchauffage, même imparfait, n'est point nécessairement inefficace.

Supposons que le réchauffage ne change pas la profondeur à laquelle pénètrent les oscillations de température, qui a été de 6 millimètres dans un exemple cité ; supposons même qu'il ne modifie pas l'étendue de ces oscillations ; dans ces conditions, la quantité de chaleur totale Q alternativement perdue et reprise par la masse de métal active reste la même, mais toute la fraction de Q fournie par le réchauffage extérieur vient en défalcation de la condensation, et diminue en proportion le pouvoir absorbant c_1 de la surface interne.

Nous pouvons aller plus loin, et remarquer que le courant de chaleur empruntée à l'extérieur est d'autant plus vif que la température de la surface intérieure est plus basse. La chaleur de l'enveloppe doit donc affluer surtout pendant la période d'émission, en arrivant au moment propice pour combattre les condensations les plus nuisibles de toutes, celles de la période de compression et du commencement de l'admission, qui augmentent c_1 à l'instant défavorable. Le flux de chaleur est moindre pendant la détente, au moment où il n'y a pas d'intérêt à produire des réévaporations dans le cylindre, au prix de condensations dans la double enveloppe.

Après les objections de principe, il y en a eu de fondées sur l'expérience, le réchauffage extérieur s'étant montré, dans certaines circonstances, inutile ou même nuisible. A des faits on ne peut répondre que par d'autres faits. Tout d'abord, les résultats favorables du réchauffage se rencontrent uniquement dans les cas où il a été pris certaines précautions indispensables, que nous avons à énumérer.

Il importe en premier lieu que le réchauffage soit fait avec de la vapeur saturée, non surchauffée, pour assurer un bon pouvoir absorbant à la paroi. La paroi se réchauffant ainsi par condensation, l'eau tend à s'accumuler dans la double enveloppe. Il est indispensable de purger constamment les enveloppes, pour les tenir pleines de vapeur vive et chaude. Laisser l'eau s'accumuler dans la chemise d'un cylindre, comme on l'a fait plus d'une fois, revient à établir la conductibilité entre les deux parois opposées de la double enveloppe ; mieux vaudrait fermer à la vapeur et ouvrir au condenseur, le vide étant au moins un bon isolant.

Il importe de distinguer, dans les parois du cylindre, les fonds et l'enveloppe cylindrique. Le réchauffage des fonds n'offre ni difficulté, ni inconvénient, ni danger d'aucune sorte, pourvu que la construction soit

solide, et n'expose pas à une explosion comme celle du *Brandenburg*. Ce réchauffage porte, de plus, en y comprenant les joints, sur une surface beaucoup plus étendue que la surface de l'enveloppe cylindrique, et beaucoup plus exposée à l'effet de la compression et du début de l'admission; il doit toujours être fait d'une manière bien complète.

Le réchauffage de l'enveloppe cylindrique, moins important que le précédent, a, de plus, l'inconvénient d'exposer à des fuites de vapeur par les joints de l'enveloppe intérieure rapportée et du corps principal du cylindre. Ces joints ont été quelquefois trouvés, au retour de campagne, dans un état tel que le réchauffage extérieur des cylindres augmentait certainement la consommation de vapeur totale.

Resteraient les pistons et leurs tiges, que M. Benjamin Normand a pris le soin de réchauffer intérieurement lorsqu'il construisit les premières machines à détente triple. Leurs surfaces sont très étendues et travaillent activement au refroidissement au condenseur, sans que les doubles enveloppes y puissent rien.

La question de la température du réchauffage est importante. Il paraît nécessaire de réchauffer la paroi à une vingtaine de degrés, au moins, au-dessus de la température t_a de la vapeur à l'admission ; cela est facile pour les cylindres MP et BP, et généralement impossible pour le cylindre HP.

En supposant remplies toutes les conditions qui précèdent, on a, dans ces dernières années, appliqué le réchauffage extérieur à tous les cylindres dans la marine de guerre. Dans la marine de commerce, on réchauffe rarement le cylindre HP et on se contente quelquefois de réchauffer le cylindre BP.

Passons maintenant à l'étude expérimentale qui seule peut décider la question si controversée de l'efficacité des enveloppes. Parmi les résultats récents obtenus sur des machines fixes, citons ceux fournis par le moteur à détente triple, de 175 chevaux, de la station de pompage de Wapping, près de Londres. L'expérience, dirigée par M. Donkin, mérite toute confiance. L'envoi de la vapeur directe des chaudières, dans les chemises des trois cylindres, a fait descendre la consommation de vapeur par cheval de $7^k,19$ à $6^k,87$, donnant ainsi une économie de 11,2 %.

Nous trouverons, au n° 38, d'autres exemples d'expériences concluant à l'efficacité des enveloppes sur des machines fixes. Pour les machines marines, auxquelles les résultats des machines fixes ne sauraient être exactement appliqués, à cause de la différence de régime de vapeur, de vitesse de piston, etc., les données précises ont fait défaut jusqu'à ces derniers temps. Le scepticisme assez répandu chez les ingénieurs, a

conduit à faire une expérience sommaire au cours des essais du *Bouvet*; l'admission de vapeur a été fermée à toutes les enveloppes, et la communication établie avec le condenseur pour employer le vide comme isolant; la consommation de charbon par cheval n'a pas été trouvée plus forte.

Tout récemment, l'Amirauté anglaise a fait exécuter, sur le croiseur *Argonaut*, une série très complète d'expériences auxquelles nous avons déjà emprunté quelques chiffres (voir n° 31), et qui ont eu pour but principal, d'élucider la question des enveloppes de vapeur.

La dépense de vapeur a été mesurée exactement, en distinguant la dépense des machines principales, de celle des appareils auxiliaires que la question des enveloppes n'intéresse en rien. Trois séries d'expériences ont été faites, l'une à toute puissance, 19,000 chevaux, la seconde aux trois quarts environ de la puissance et la troisième au cinquième environ de la puissance; chaque série comprenait un essai avec réchauffage général des enveloppes, un essai avec réchauffage des enveloppes des cylindres, soit M P et B P, soit B P seulement, un essai sans réchauffage d'aucune enveloppe. Les résultats obtenus ont été les suivants :

1re série (à pleine puissance.)

	Réchauffage général	Réchauffage BP	Aucun réchauffage
Pression au tiroir HP.	$16^k,73$	$17^k,08$	$16^k,59$
Introduction au cylindre HP. . . .	0 ,71	0 ,71	0 ,71
Puissance développée	19296 ch.	19162 ch.	19015 ch.
Eau consommée par cheval	$7^k,420$	$7^k,219$	$7^k,063$

2e série (aux trois quarts de la puissance.)

	Réchauffage général	Réchauffage MP et BP	Aucun réchauffage
Pression au tiroir HP.	$17^k,36$	$16^k,445$	$16^k,235$
Introduction au cylindre HP. . . .	0 ,53	0 ,53	0 ,53
Puissance développée	12795 ch.	14465 ch.	13967 ch.
Eau consommée par cheval	$7^k,085$	$7^k,063$	$6^k,906$

3e série (au cinquième de la puissance.)

	Réchauffage général	Réchauffage MP et BP	Aucun réchauffage
Pression au tiroir HP.	$11^k,67$	$11^k,74$	$11^k,88$
Introduction du cylindre HP . . .	0 ,285	0 ,285	0 ,285
Puissance développée	3832 ch.	3893 ch.	3818 ch.
Eau consommée par cheval	$7^k,295$	$7^k,304$	$7^k,255$

Ces résultats sont, dans leur ensemble, nettement défavorables à l'emploi des enveloppes de vapeur. Ces enveloppes, du reste, entraînent une telle complication du petit tuyautage de vapeur et de ses accessoires, détendeurs, purges et soupapes de sûreté, que leur suppression

se justifie, dès que leur efficacité n'est pas importante et nettement établie.

Les chemises rapportées peuvent rester utiles dans les cylindres, au point de vue des frottements; elles doivent être jointives sur le corps du cylindre.

La suppression des enveloppes permettrait d'accroître la détente, dans une proportion appréciable.

38. — *Emploi de la vapeur surchauffée.* — La surchauffe de la vapeur a deux effets distincts; elle augmente l'utilisation U_1 de la machine parfaite, en même temps qu'elle améliore l'utilisation spécifique U_2 de la machine réelle, en combattant le refroidissement au condenseur.

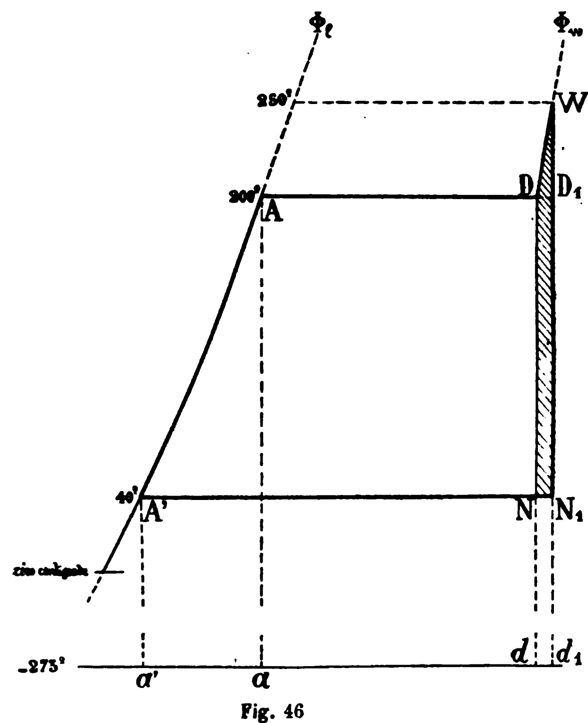


Fig. 46

Le second de ces deux effets seul est à considérer ici ; mais le premier est si faible qu'il ne méritait pas une étude séparée, et qu'il suffira d'en dire incidemment quelques mots.

L'amélioration de U_1 par la surchauffe ne peut être exposée et calculée avec précision que sur le diagramme entropique.

Supposons que l'eau, entièrement vaporisée en D, continue son évolution par un réchauffage DW, à pression constante, jusqu'à la température T_w (fig. 46); la dépense de chaleur sera donnée par la loi

(32) $$dq = 0{,}48\, d\, T,$$

d'après la valeur de la chaleur spécifique de la vapeur.

Nous aurons donc, pour la chaleur totale dépensée,

$$(33)\qquad \text{Aire } \mathrm{DW}d_1 d = 0{,}48\ (\mathrm{T}_w - \mathrm{T}_a).$$

D'un autre côté, l'accroissement d'entropie DD_1 est

$$(34)\qquad \int_{\mathrm{T}_a}^{\mathrm{T}_w} 0{,}48\,\frac{d\mathrm{T}}{\mathrm{T}} = 0{,}45 \text{ log. nép. } \frac{\mathrm{T}_w}{\mathrm{T}_a}.$$

Nous obtenons donc, pour la chaleur utilisée,

$$(35)\qquad \text{Aire } \mathrm{DWN}_1\mathrm{N} = 0{,}48\ (\mathrm{T}_w - \mathrm{T}_a) - \mathrm{T}_c \times 0{,}48 \text{ log. nép. } \frac{\mathrm{T}_w}{\mathrm{T}_a}.$$

Si maintenant nous reprenons l'expression de l'utilisation avec la vapeur saturée (chapitre Ier, page 24, équation 26), il suffit, pour avoir l'utilisation $\mathrm{U'}_1$ avec la vapeur surchauffée, d'ajouter l'aire (35) au numérateur et l'aire (33) au dénominateur; la nouvelle équation, un peu rébarbative d'aspect, est très simple au fond et d'une application facile.

En calculant U_1 et $\mathrm{U'}_1$, pour une surchauffe de 50° C., avec

$$t_c = 40°,\quad t_a = 200°,\quad t_w = 250°,$$

nous trouvons

$$(36)\qquad \begin{cases} \mathrm{U}_1' = 0{,}303, \\ \mathrm{U}_1 = 0{,}301. \end{cases}$$

Un accroissement d'utilisation de 0,002 serait absolument négligeable. Ce chiffre est un peu incertain, parce que l'équation (32) est simplement approchée, et que les propriétés physiques de la vapeur surchauffée sont mal connues dans le voisinage du point de saturation. Nous pouvons néanmoins considérer la surchauffe, comme agissant uniquement par son effet sur le refroidissement au condenseur de la machine réelle.

La diminution des condensations intérieures due à la surchauffe serait difficile à calculer. La vapeur surchauffée, au contact d'une paroi froide qu'elle aurait à réchauffer, doit perdre d'abord toute sa surchauffe, opération qui ne peut pas être instantanée comme la condensation. Une fois commencée, la condensation se fait vraisemblablement sans emprunter de chaleur à la vapeur voisine, à cause de la non-conductibilité de la vapeur à la chaleur. Cette non-conductibilité est telle que la surchauffe de la vapeur n'a rien d'incompatible, selon quelques observateurs, avec l'abaissement du titre au-dessous de 1, c'est-à-dire avec la pré-

sence de gouttelettes liquides à la température de saturation dans la vapeur surchauffée.

En raison de la non-conductibilité de la vapeur, l'effet de la surchauffe n'est pas de prévenir les condensations par le réchauffage préalable et général de toute la surface nuisible, y compris les pistons et leurs tiges, les lumières, et tout ce que la chaleur des enveloppes de vapeur ne peut pas atteindre ; il consiste plutôt dans l'interposition d'une sorte d'isolant temporaire, sur la surface des parois, pour retarder la condensation et peut-être l'empêcher totalement. En même temps que la condensation, le refroidissement qui lui succéderait disparaît.

L'effet total de la surchauffe a été mesuré à plusieurs reprises sur des machines fixes.

M. Leloutre opérant sur la machine du *Logelbach*, qui fonctionne à $4^k,55$ et à simple détente, a obtenu divers résultats insérés dans sa *Théorie générale de la machine à vapeur*, résumé des longs travaux commencés autrefois avec Hirn, auquel j'ai fait d'autres emprunts. Toutes corrections faites, l'application d'une surchauffe de 47°,5 a donné une économie de 21,6 %. C'est un chiffre élevé, qui s'explique par la faible utilisation habituelle de la machine du *Logelbach*. Le réchauffage extérieur du cylindre par l'enveloppe de vapeur a donné à M. Leloutre, sur cette même machine, une économie de 22 %, que les enveloppes sont évidemment loin d'avoir fait réaliser dans aucune machine marine.

La machine de laboratoire de M. Bryan Donkin, monocylindrique comme celle du *Logelbach*, et moins économique encore à cause de ses dimensions moindres, a permis de constater une efficacité plus grande pour une simple surchauffe de 33°. Les dépenses de vapeur par cheval y sont proportionnelles aux nombres suivants :

Sans surchauffe, ni enveloppe de vapeur. . . .	1 »
Avec surchauffe, sans enveloppe.	0,62
Avec enveloppe, sans surchauffe	0,60
Avec surchauffe dans le cylindre et l'enveloppe. .	0,46

MM. Ludwig et Walther-Meunier, les savants continuateurs, avec M. Hallauer, de l'école de Hirn, ont opéré sur une machine à triple expansion, munie d'enveloppes aux trois cylindres, dans des conditions se rapprochant beaucoup mieux de celles des machines marines. Dans la marche à $10^k,5$ de pression, l'emploi d'une surchauffe de 44° leur a donné une économie de charbon de 7,5 %, chiffre auquel nous pouvons nous arrêter.

L'effet de la surchauffe et celui des enveloppes réunis est nécessairement moindre que la somme des deux effets obtenus séparément. MM. Ludwig et Walther-Meunier ont mis en évidence la diminution d'effet des enve-

loppes due à l'emploi de la vapeur surchauffée, en mesurant dans les deux cas la condensation d'eau dans les enveloppes. Ils ont trouvé, pour poids d'eau condensée par heure et par cheval dans le réchauffage de l'enveloppe, les nombres suivants :

	A la pression de	
	11k,5	7k,5
Sans surchauffe de la vapeur . . .	0k,77	0k,63
Avec surchauffe.	0 ,53	0 ,40
Différence	0k,24	0k,23

La différence est due à l'effet même de la surchauffe sur la température des parois et sur le refroidissement au condenseur.

Nous avons décrit, dans le *Cours de chaudières*, les appareils établis à la base des cheminées, pour obtenir un surchauffage ou au moins un séchage de la vapeur, lors de l'adoption des premières machines à détente double dans la marine. L'utilisation de la chaleur perdue, pour surchauffer la vapeur, est abandonnée aujourd'hui. On préfère employer la chaleur soit à réchauffer l'eau d'alimentation, parce que l'eau dépouille mieux les gaz chauds de leur chaleur, soit à réchauffer l'air des foyers, parce que le réchauffeur d'air n'a pas de pressions intérieures à supporter. Il ne faut pas oublier toutefois qu'il y a, du côté de la surchauffe, une économie probable de 7 à 8 % à réaliser. Le danger d'avoir de la vapeur trop chaude, qui a pu faire reculer autrefois, a disparu depuis que l'usage des machines à gaz a fait entrer en service des matières lubrifiantes qui ne redoutent pas les températures de 300° et même de 350°.

39. — *Emploi de la détente multiple.* — Le moyen direct et certain de combattre le refroidissement au condenseur est l'emploi de la détente multiple, qui répartit entre plusieurs cylindres la chute de pression totale $t_a - t_c$ des expressions (30) et (31), à laquelle les condensations intérieures doivent être proportionnelles. Il est évident, en effet, que les condensations, de même que les fuites de vapeur, ne s'accumulent pas d'un cylindre à l'autre et que chaque cylindre ne souffre que des siennes propres, tout en utilisant la vapeur des condensations du cylindre qui le précède. Si les pertes de vapeur étaient exactement proportionnelles à la chute de température dans chaque cylindre, et que la chute fût exactement partagée entre les trois cylindres d'une machine à détente triple, la même perte de vapeur, égale au tiers de celle d'une machine à détente simple, se reproduirait dans les trois cylindres; il resterait finalement un bénéfice des deux tiers sur la perte de cette dernière machine.

En réalité, la chute de vapeur à laquelle on se trouve conduit pour obtenir une répartition à peu près égale du travail sur les manivelles, varie notablement d'un cylindre à l'autre. Elle est faible dans le cylindre HP et forte dans le cylindre BP, en raison de la grande variation de l'accroissement de la pression en fonction de la température quand on passe de 50° à 190°. A pleine puissance, une chute totale de température de 140° se répartit à peu près de la manière suivante :

Cylindre H P.	33°,
Cylindre M P.	37°,
Cylindre B P.	70°,
Total	140°

Le troisième cylindre subit ainsi la même chute que les deux autres réunis, et à peu près la même que celle des premières machines marines.

La répartition de la chute de température est plus uniforme à demi-puissance ; pour une chute totale de 130°, on trouverait assez communément, en allant du cylindre HP au cylindre BP,

Cylindre H P.	35°,
Cylindre M P	33°,
Cylindre B P	62°,
Total	130°.

Au quart de la puissance, une chute totale de 100° se répartit à peu près en 33 + 27 + 40, la chute au cylindre BP n'étant plus que les deux tiers de la chute dans les deux autres réunis.

La répartition plus égale de la chute de température doit favoriser l'utilisation de la vapeur aux allures un peu réduites, à côté des autres causes apparentes, telles qu'allongement de la détente, disparition des pertes triangulaires, etc. Ainsi se trouvent combattus les effets nuisibles du ralentissement d'allure, qui ont été mentionnés plus haut.

Il n'est pas possible de chiffrer exactement les effets de la détente multiple sur les pertes de vapeur ; on peut seulement les évaluer, en se reportant à ce qui a été dit au n° 33. La disparition de vapeur entre la chaudière et le cylindre, estimée par la mesure de la vapeur sensible, a été de 5 kilogrammes par cheval sur les machines à détente simple sans chemise de vapeur ; elle s'est abaissée à 2 kilogrammes pour les machines à détente double, et à 1 kilogramme, pour celles à détente triple. Si la détente était restée simple, la perte de vapeur par refroidissement au condenseur aurait sans doute été en augmentant avec la température d'admission t_a.

Pour les machines fixes, munies de soupapes Corliss, ayant par suite

des espaces morts réduits à la liberté de cylindre, soit 1,5 % au plus, ce qui enlève à la détente multiple ses avantages, au point de vue des espaces morts, M. Walther-Meunier a fait exactement la comparaison d'une machine monocylindrique et d'une machine à détente double. La machine à détente double a présenté une économie de charbon de 8 %. Le bénéfice sur les pertes de vapeur devait représenter, en sus de ces 8 %, toutes les pertes de diagrammes, triangulaires et rectangulaires, de la machine compound.

Pour les machines marines, on peut citer, comme expériences modernes, celles faites sur l'*Iveagh*, dont la machine était disposée pour marcher à volonté à détente triple ou double, en utilisant ou non le cylindre MP. Le résultat a été nettement en faveur de la détente triple.

Les avantages obtenus en employant successivement la détente double, puis la détente triple, ont conduit naturellement à essayer la détente quadruple. Les premières tentatives, faites vers 1884, particulièrement à Barrow-in-Furnees, n'ont pas conduit à une économie appréciable ; les pressions de 8 kilogrammes en usage, correspondant à des températures de 170°, ne justifiaient pas alors l'emploi de la quatrième détente. Aujourd'hui la situation est différente, avec les températures de 210° à 220° aux chaudières. De très bons constructeurs, tels que MM. Denny de Dumbarton, se montrent partisans décidés de la détente quadruple. Si l'on songeait à aller plus loin, il ne faudrait pas oublier qu'au point où on est arrivé dans l'échelle des pressions aux chaudières, tableau I, une nouvelle élévation de pression s'obtient au prix d'une très faible élévation dans la température d'ébullition, 1° à peine pour 2 kilogrammes de pression. La chute de température restant ainsi presque constante, le nombre le plus avantageux des détentes successives doit s'arrêter à une limite presque fixe. L'établissement d'une détente de plus serait justifiée, au contraire, par un abaissement de 0k,5 seulement sur la contre-pression au condenseur ; il y aurait, en effet, une augmentation de 25° dans la chute de température $t_a - t_c$ utilisée dans la machine, la température du condenseur passant de 40° à 15°.

§ 3. — Étude des pertes d'ordonnée et de vapeur, confondues en pertes de chaleur. Conclusions.

40. — *Application du diagramme entropique à l'étude des pertes de chaleur.* — Le diagramme d'indicateur d'une machine réelle peut se

transformer assez facilement en diagramme entropique, ainsi que nous l'avons vu au n° 7.

Il se prête ensuite très commodément à la comparaison avec le diagramme entropique de la machine parfaite considéré sous cette forme dans les nos 4, 5, 6, chap. I ; le rapport des deux aires représente la fraction de la chaleur transformable, qui a été transformée en travail, c'est-à-dire l'utilisation spécifique U_s de la machine considérée.

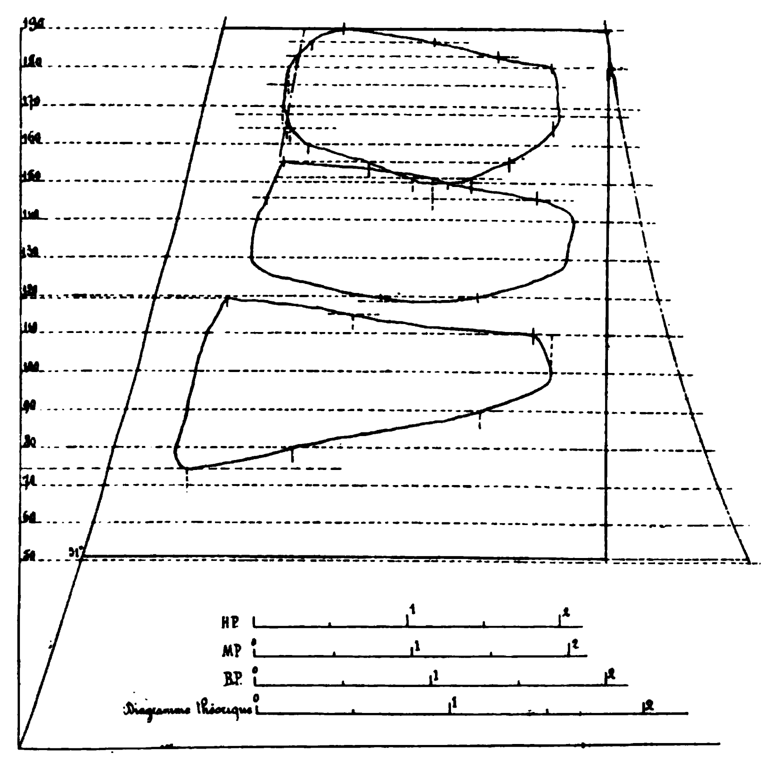


Fig. 47. — Diagramme entropique du *Du Chayla*, tracé par M. Boulvin.

L'emploi du diagramme entropique s'est généralisé dans ces derniers temps, en Belgique et en Angleterre, où plusieurs constructeurs en font grand usage, surtout pour les machines à détente simple.

On est moins avancé pour les machines marines à détentes multiples ; il existe cependant quelques exemples, qui suffisent pour donner ici de la précision à un simple exposé de principes.

En premier lieu, M. Boulvin a fait, en toute rigueur, l'application de son épure au diagramme d'indicateur du *Du Chayla* donné plus haut, figure 24. Il a obtenu ainsi le diagramme entropique totalisé de la figure 47. Sur cette figure, avant toute étude de détail, apparaissent quel-

ques résultats intéressants : on y distingue, en se reportant à la figure 8, et aux explications qui l'accompagnent, les variations du titre de la vapeur, pendant la détente et dans le passage d'un cylindre à l'autre ; on est frappé de la grandeur de la perte de calories due à la résistance à l'évacuation, beaucoup moins apparente sur le diagramme d'indicateur, à cause de la différence même des coordonnées.

Le calcul des aires exige une certaine attention, parce que M. Boulvin rapporte l'entropie à un poids constant de fluide évoluant, pour avoir des figures constamment comparables à tous égards, par exemple sous le rapport du titre. Or, dans une machine à détente multiple, le poids de la vapeur conservée par la compression, qui varie d'un cylindre à l'autre et s'ajoute au poids de la vapeur nouvelle, fait varier le poids de fluide évoluant. Dans la marche du *Du Chayla*, la vapeur reçue des chaudières par coup de piston était. . . . . $1^k,94$

la vapeur totale dans le cylindre	HP. . .	$1^k,94 + 0^k,520 = 2^k,460,$
	MP. . .	$1^k,94 + 0^k,474 = 2^k,414,$
	BP. . .	$1^k,94 + 0^k,209 = 2^k,149.$

Pour suivre l'évolution du kilogramme de vapeur, il faut donc, en traçant les diagrammes des différents cylindres, prendre trois échelles d'entropies inversement proportionnelles aux poids de vapeur ci-dessus. Le tracé comparatif du diagramme de la machine parfaite doit se faire de même, à une échelle inversement proportionnelle à $1^k,94$. Pour estimer l'utilisation spécifique, il faut mesurer toutes les aires à l'échelle des abscisses adoptée pour leur tracé ; si on les mesurait à la même échelle, il faudrait multiplier respectivement leurs aires par 1,94 et par 2,460, — 2,414, — 2,149.

Le changement de poids du fluide évoluant est du reste la seule condition de la marche, exigeant une correction d'échelle. Le changement de titre produit, dans le tracé même du diagramme, la correction qui lui convient. On commet seulement une petite erreur sur le poids de la vapeur retenue par compression, en supposant son titre égal à un.

M. Lelong, partant, en la modifiant un peu, de la méthode donnée par M. Boulvin, a introduit à Indret l'emploi du diagramme entropique pour analyser les résultats des essais de machines. Il s'est proposé, dans ses tracés, d'obtenir la représentation exacte de toutes les aires de diagrammes, à la même échelle d'entropie. A cet effet, il considère les courbes d'échauffement du poids total de fluide évoluant dans chaque cylindre, $2^k,46$, — $2^k,414$, — $2^k,149$, et porte à leur droite, sur les horizontales isothermiques, les entropies de vaporisation données par la formule (35 *bis*) du chap. I.

$$\frac{r}{T} = \frac{1}{425} \frac{dP_s}{dt} V_s.$$

Les valeurs de P_s et de V_s sont relevées sur le diagramme d'indica-

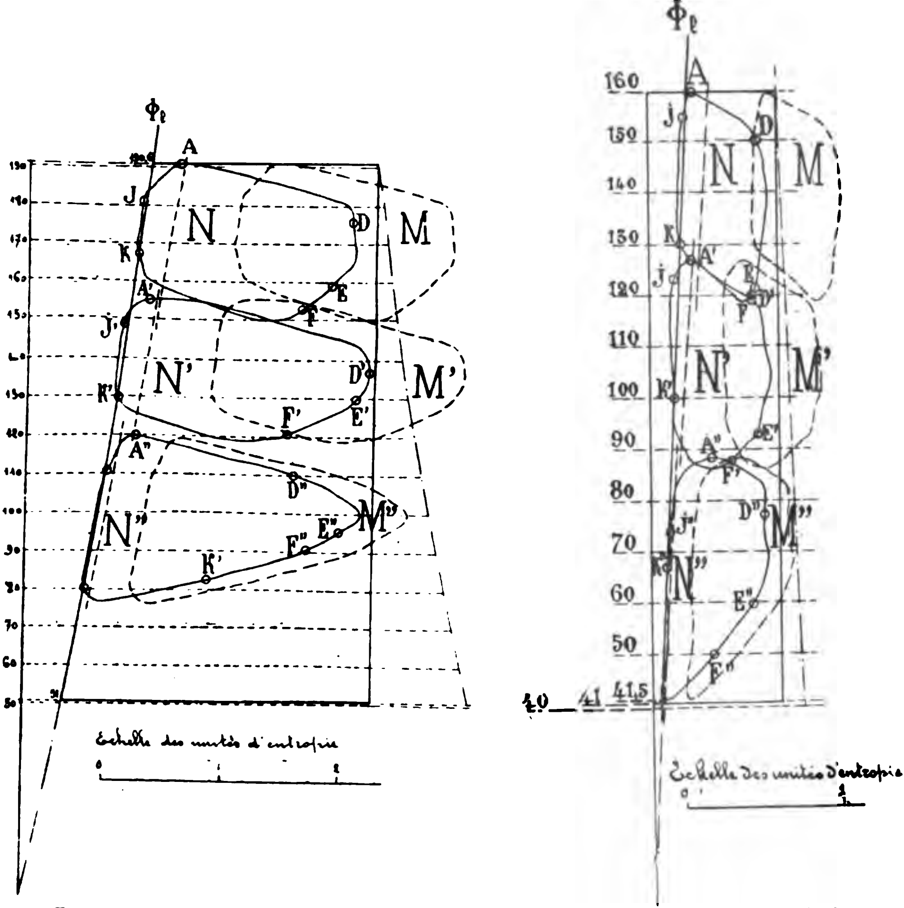


Fig 48.— *Du Chayla* (tracé de M. Lelong.) Fig. 49.—*Descartes* (tracé de M. Lelong.)

teur, et celle de $\frac{d P_s}{dt}$ est prise sur le tableau I. Les diagrammes supposés placés ainsi à leurs positions relatives, sont ensuite tous reportés vers la gauche, de M, M', M" en N, N', N", de manière à venir au contact de la courbe unique d'échauffement Φ_l, correspondant à l'eau vaporisée dans la chaudière par coup de piston, soit $1^k,94$ sur le *Du Chayla*. Comme repère, M. Lelong choisit, pour la faire tomber sur la courbe Φ_l, le point du diagramme entropique de la fermeture à l'évacuation, qui suit l'échappement de $1^k,94$ de vapeur dans le cas actuel.

Les applications faites à Indret ne fournissent pas encore des moyens

d'étude comparables aux résultats accumulés des analyses de diagrammes d'indicateur. Toutefois, les deux figures 48 et 49, sur lesquelles les différentes phases de la régulation sont distinguées par les mêmes lettres que sur les figures 24 et 25, permettent de suivre assez bien les pertes de calories; elles indiquent surtout comment ces pertes changent avec l'allure de la machine, puisque les diagrammes représentés correspondent à la pleine puissance pour le *Du Chayla*, et au dixième de la puissance pour le *Descartes*.

M. Lelong, en mesurant les aires, a distingué les deux causes de perte de calories, considérées séparément dans les § 1 et 2, l'effet mécanique des étranglements et l'action directement calorifique des parois. Les résultats de ses calculs sont les suivants :

TABLEAU XI (Voir page 81)

	Du Chayla	*Descartes*
Puissance développée.	5,000	856
Titre maximum de la vapeur, cylindre H P. . .	0,880	0,850
— cylindre M P. . .	0,885	0,885
— cylindre B P. . .	0,818	0,850
Pertes par étranglement premier tiroir	0,031	0,033
— premier réservoir . . .	0,024	0,007
— deuxième réservoir. . .	0,040	0,035
— échappement.	0,274	0,125
Total des pertes par étranglement.	0,369	0,200
Pertes par l'effet des parois, cylindre H P. . .	0,008	0,031
— cylindre M P. . .	0,016	0,051
— cylindre B P. . .	0,037	0,038
Total des pertes par les parois	0,061	0,120
Utilisation spécifique de la vapeur.	0,570	0,680

La consommation de chaleur due aux étranglements s'abaisse donc très rapidement quand l'allure des machines se ralentit, la réduction étant de près de moitié en passant, du *Du Chayla* à toute puissance, au *Descartes* au dixième de puissance.

La disparition de calories due à l'effet des parois suit une marche inverse et non moins prononcée; elle est deux fois plus forte sur le *Descartes* que sur le *Du Chayla*.

Les pertes par étranglement se produisent, pour les trois quarts environ, à l'évacuation du cyl. BP ; leur total, à pleine puissance, forme les six septièmes de la chaleur disparue sans produire de travail. Au dixième de la puissance, les étranglements entrent pour cinq huitièmes et les parois pour trois huitièmes dans la perte totale. Ces proportions

varieraient nécessairement avec le nombre de détentes ; les pertes par étranglement augmentent un peu, et les pertes par les parois diminuent au contraire, quand le nombre des détentes augmente.

L'utilisation spécifique indiquée par le tableau XI diffère du rapport des aires de diagrammes d'indicateur aux aires de diagramme de la machine parfaite considéré au numéro 22. En effet, sur les figures 24 et 25 la détente est écourtée, pour la machine parfaite, tandis qu'elle est prolongée implicitement jusqu'à la pression au condenseur dans les figures 48 et 49. Pour rendre comparables les rendements en chevaux et les utilisations en calories, il aurait fallu, sur les figures 48 et 49, faire subir au diagramme entropique de la machine parfaite, la correction de la figure 14, et tenir ainsi compte des dimensions réelles des cylindres du *Du Chayla* et du *Descartes*.

Cet aperçu rapide doit suffire à montrer l'intérêt de poursuivre à Indret les travaux de M. Lelong. Le diagramme entropique, qui aux mains d'expérimentateurs comme M. Mac-Farlane Gray, M. Bryan Donkin, le capitaine Sankey, M. Dwelshauvers-Dery a porlé à un haut degré d'exactitude la théorie de la machine à vapeur monocylindrique, et qui a donné à la polémique des théoriciens comme M. Boulvin une précision toute nouvelle, rendra probablement des services encore plus grands pour compléter la connaissance de la machine à détente multiple. Les moyens d'investigation doivent être en effet d'autant plus pénétrants, qu'on est en présence de questions plus compliquées.

Puisque les deux diagrammes se déduisent l'un de l'autre (fig. 13), tout ce que peut donner le diagramme entropique, à la vérité, se trouve dans le diagramme d'indicateur, mais il y est à l'état latent pour ainsi dire. Les courbes adiabatiques, la courbe de saturation, les courbes isothermiques sont confondues, sous la forme que leur donne le diagramme p, v, sans parler des inconvénients déjà cités d'une échelle uniforme des pressions. L'analyse du diagramme d'indicateur, même faite à l'aide de tracés compliqués comme celui de la figure 29, ne donnerait donc pas, en exactitude et en clarté, l'équivalent du bilan graphique continu des calories enregistrées par le diagramme entropique au fur et à mesure de leur disparition.

41. — *Moyens d'augmenter l'utilisation thermique des machines.* — L'usage du diagramme entropique est assez peu répandu, dans les usines de construction, pour qu'il soit indispensable de recourir au diagramme p, v, lorsqu'on cherche à développer les considérations générales concernant l'utilisation de la vapeur.

Considérons d'abord le diagramme de la machine parfaite (fig. 50)

fonctionnant sur le vide absolu, mais avec une détente limitée au point E. Nous y découvrons deux moyens d'augmenter le travail ADEFO fourni par un poids déterminé de vapeur, savoir l'augmentation de volume final de vapeur, de F en F', l'élévation de pression de A en A'. Il y a, dans les deux cas, augmentation de détente ; la première méthode n'implique aucun accroisssment de dépense de chaleur ; la seconde en implique un très léger. L'augmentation de pression, avec même volume d'admission A'D'' égal à AD, donnerait jusqu'au point E''', une détente égale à la détente primitive ; on obtiendrait

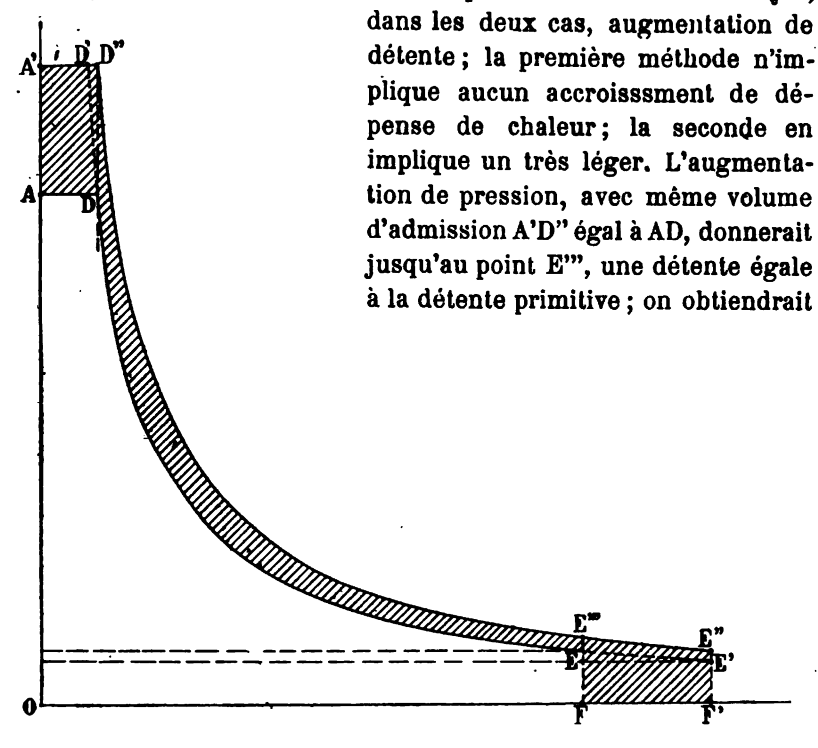


Fig. 50

ainsi plus de travail, sans changer les dimensions des cylindres, mais la dépense de vapeur serait accrue dans une proportion sensiblement égale à celle de la production de travail. L'augmentation de détente apparaît toujours comme la véritable source d'économie, sous les réserves faites plus haut, n° 19.

Les deux moyens d'augmenter la détente jusqu'à l'infini, que présente la figure 50, en augmentant la pression vers le haut de la figure, ou le volume final vers la droite, correspondent, dans le diagramme entropique, à l'élévation de température T_a de la source chaude, jusqu'à l'infini, et à l'abaissement de température T_e de la source froide, jusqu'au zéro absolu ; il n'y a qu'une seule longueur infinie dans ce diagramme, à cause de la conception du zéro absolu limité à — 273°, tandis qu'aucune limite correspondante n'est imposée au volume final de vapeur dans le diagramme p, v.

Considérons maintenant le diagramme du travail, en attribuant à la machine parfaite la contre-pression imposée dans la pratique (fig. 51). La détente se trouve aussitôt limitée. L'augmentation de la pression reste l'unique moyen d'accroître indéfiniment le travail que peut fournir un poids de vapeur donné. Sur la figure 51, où de grandes variations de pression sont envisagées, nous voyons de suite combien l'accroissement de travail, par kilogramme de pression nouveau ajouté à la pression ancienne, diminue vite à mesure que les pressions sont plus élevées. De 16 à 32 kilogrammes, en effet, on ne gagne pas beaucoup plus que de 2 à 4 kilogrammes ; l'aire $\alpha_3 A_3 A_2 \alpha_2$ serait même exactement égale à $\alpha_1 A_1 A_0 \alpha_0$, si la courbe de détente avait la forme hyperbolique longtemps admise. En se tenant toujours dans cette dernière hypothèse, un bénéfice de $0^k,2$, sur la contre-pression de $0^k,4$, donnerait le même résultat que les élévations de pression de 2 et de 16 kilogrammes considérées.

Sur la figure 51, il serait assez facile de suivre l'histoire de la machine à vapeur et de prévoir les effets des nouvelles transformations possibles.

La comparaison entre les deux moyens d'accroître légèrement le travail de la vapeur, par l'élévation de pression, ou par l'augmentation équivalente de volume final, l'une et l'autre figurées en noir, exigerait un calcul minutieux. Le choix à faire dépend surtout de questions de construction et de fonctionnement mécanique, auxquelles nous n'avons pas à nous arrêter ici.

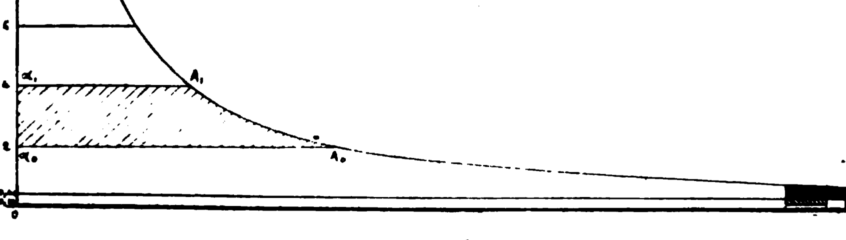


Fig. 51

Le cas intéressant pour nous est celui d'une élévation de pression suffisante pour amener un véritable changement de régime, une augmentation du nombre des détentes par exemple. Admettons que la

détente triple convienne jusqu'à 20 kilogrammes de pression, ce qui peut être vrai, ou ce qui pourrait l'être avec une légère surchauffe de la vapeur. Nous voyons, sur la figure, comment un seul cylindre détendeur de plus suffirait pour utiliser, avec la même détente qu'aujourd'hui dans chaque cylindre, toute la pression additionnelle allant de 20 à 40 kilogrammes, et pour nous mener ainsi au delà de la limite où les propriétés de la vapeur cessent actuellement d'être connues. Une machine qui réaliserait ces dispositions, avec la même utilisation spécifique que les machines actuelles, aurait son utilisation totale améliorée de 3 ou 4 % à peine, si nous supposons que l'équation (30) du chapitre Ier lui soit applicable. Tout indique donc que nous approchons d'un maximum, et que la détente quadruple ne sera sans doute jamais dépassée dans des machines à cylindres.

Si nous faisions une hypothèse plus hardie, en supposant que les pressions de régime continuent à croître suivant la même progression géométrique que par le passé, et qu'après avoir passé de 4 kilogrammes à 20 kilogrammes en vingt-cinq ans, elles passeront de 25 à 100 kilogrammes dans le même laps de temps, nous arriverions encore à des conclusions analogues sur les progrès modestes de l'utilisation, qui seraient à espérer. Nous n'avons pas à envisager du reste l'emploi de semblables machines, qui ne pourraient être que des sortes de turbines, à détente pour ainsi dire indéfinie.

Le progrès pratique à prévoir est du côté de l'utilisation spécifique U_s, étudiée au présent chapitre, bien plutôt que du côté de l'utilisation théorique U_t calculée au chapitre Ier. Il y a beaucoup plus à gagner par exemple sur les pertes par étranglement à l'évacuation, qui atteignent couramment $0^k,3$, que sur la contre-pression au condenseur elle-même, qui descend souvent à $0^k,1$, et ainsi du reste.

Les deux utilisations U_t et U_s confondent leurs effets dans l'unique donnée fournie habituellement aux constructeurs par les expériences de machines, qui est la consommation de charbon par cheval-heure C. Nous allons rechercher à quelles valeurs de l'utilisation correspondent approximativement les consommations de charbon des machines actuelles et les consommations plus faibles auxquelles on peut prétendre.

Nous considérerons d'abord l'utilisation totale,

$$U_t = U_1 \times U_s, \qquad (37)$$

dont la plus grande valeur possible parait être actuellement

$$0,3 \times 0,7 = 0,21.$$

Chaque cheval-heure correspond, dans la machine, à la production de travail par heure de

$$(38) \qquad 75 \times 3.600 = 270.000 \text{ kilogr.-mètres,}$$

et, par suite, à la consommation de chaleur de

$$(39) \qquad \frac{270.000}{425} = 625 \text{ calories.}$$

La machine reçoit donc, par cheval-heure,

$$(40) \qquad \frac{635}{U_t} \text{ calories.}$$

Soit, d'un autre côté, Q la quantité de chaleur fournie par la combustion d'un kilogramme de charbon; supposons le rendement calorifique de la chaudière égal à 0,65, comme nous l'avons admis dans le *Cours de Chaudières*, n° 65. La chaudière envoie à la machine, par cheval-heure,

$$0{,}65 \text{ CQ calories.}$$

Nous avons ainsi, entre C, Q, U_t, la relation,

$$(41) \qquad 0{,}65 \text{ CQ} = \frac{635}{U_t},$$

ou, sous une autre forme,

$$(41 \textit{ bis}) \qquad \text{CQ}U_t = 977.$$

Dans une machine très économique, pour $U_t = 0{,}21$, nous avons

$$(42) \qquad \text{CQ} = 4.652$$

En brûlant du charbon de bonne qualité moyenne, nous pourrions d'après cette formule obtenir,

$$Q = 8500,$$
$$C = 0^k{,}55,$$

consommation faible, dont on se rapproche cependant, dans quelques essais.

Avec du charbon spécial pour torpilleurs, on aurait, d'après la même formule (42),

$$Q = 9300,$$
$$C = 0^k{,}50,$$

chiffre au-dessous duquel on est descendu quelquefois, avec un rende-

ment un peu supérieur sans doute à 0,65, pour la chaudière, et une utilisation spécifique un peu meilleure peut-être que 0,7, pour la machine.

Pour la recherche des conditions dans lesquelles une machine doit fonctionner en vue de réaliser une utilisation déterminée, il est assez commode de remplacer la consommation de charbon C par la dépense de vapeur K_1 par cheval-heure, qui tient compte à la fois de C et de Q. La formule de M. Rateau, équation (44), chapitre I[er], fournit en effet immédiatement, comme terme de comparaison, la consommation de vapeur K de la machine parfaite, ce qui dispense d'avoir à tenir compte de U_1.

Soit S la production de vapeur de la chaudière par kilogramme de charbon, que nous prendrons égale à 9 kilogrammes, pour une bonne chaudière et de bon charbon. Proposons-nous de réaliser une consommation C de $0^k,5$ seulement.

La consommation K_1 de vapeur, de la machine réelle cherchée, doit être, par cheval-heure,

$$(43) \qquad CS = 0,5 \times 9 = 4^k,5.$$

L'utilisation spécifique prévue U_s étant 0,7, la consommation de la machine parfaite, fonctionnant entre les mêmes pressions, doit être,

$$K = 4^k,5 \times 0,7 = 3^k,15.$$

Si nous introduisons cette valeur de K dans les équations (42) et (43), chapitre I[er], nous obtenons, pour les coefficients de cette équation,

$$A = 2,1584,$$
$$B = 0,7143.$$

Si de plus, dans l'équation (44) du même chapitre, nous attribuons, à P_c, la valeur $0^k,0748$, pression maximum à la température de 40°, cette équation nous donne la pression aux chaudières,

$$P_a = 22^k,55.$$

Cette pression n'a rien qui puisse effrayer aujourd'hui; mais, si nous nous étions proposé de réduire C à $0^k,4$, au lieu de $0^k,5$, en gardant constants P_c, S, U_s, nous aurions trouvé, pour P_a, une valeur de 90 kilogrammes tout à fait en dehors des prévisions actuelles; les formules de M. Rateau ne sont probablement pas applicables, d'ailleurs, à une semblable pression.

Si nous nous proposons, au contraire, de rechercher comment s'obtiendrait la consommation C de charbon de $0^k,4$, avec la pression de $22^k,55$,

en nous donnant comme variable l'utilisation spécifique, nous trouvons, pour la valeur de U_s,

$$U_s = 0,7 \frac{3,15}{3,60} = 0,875.$$

Ce chiffre confirme, par une indication précise, ce que nous avons dit tout à l'heure, au sujet des progrès à réaliser du côté de U_s, plutôt que du côté de U_t. Rien n'empêche en effet, en principe du moins, d'obtenir, dans la valeur de U_s, une augmentation de 0,175 tandis qu'il ne serait pas facile de quadrupler les pressions actuellement prévues et de passer de $22^k,5$ à 90^k, du moins pour les machines à cylindres et à pistons.

CHAPITRE IV

ÉTUDE GÉOMÉTRIQUE DE LA DISTRIBUTION DE VAPEUR.

§. I. — Epure circulaire du tiroir conduit par un excentrique simple.

42. — ***Mouvement du tiroir; principaux éléments de la distribution de vapeur. Définitions.*** — Dans les machines marines, la distribution alternative de la vapeur sur les deux faces du piston, est donnée, à de rares exceptions près, par un tiroir mû par un excentrique. Le mouvement du tiroir et celui du piston à vapeur sont ainsi de même nature, puisque l'excentrique équivaut à une manivelle; leurs amplitudes sont très différentes; l'avance de l'un par rapport à l'autre est déterminée par l'angle compris entre les deux manivelles, qui se nomme angle de calage.

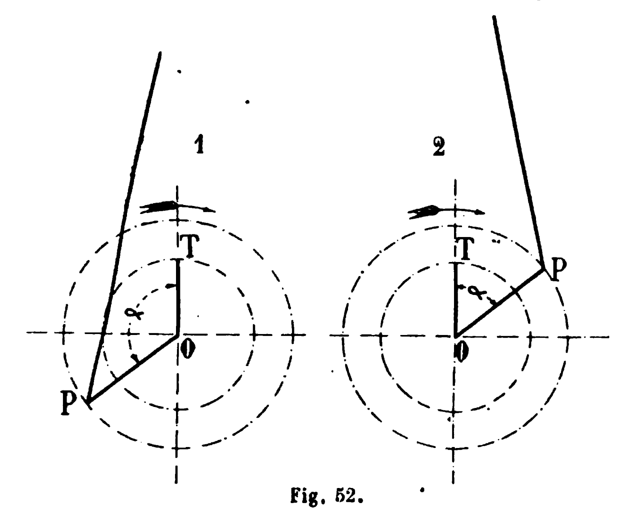


Fig. 52.

Deux manivelles diamétralement opposées donnent à un tiroir le même mouvement, sauf interversion des descentes et des montées. Elles conduisent, par suite, à la même distribution de vapeur, si les tiroirs sont

disposés de telle sorte que la descente, dans un cas, produise le même effet que la montée dans l'autre. Il y a, par suite, pour chaque régulation à obtenir, deux angles de calage α, supplémentaires l'un de l'autre, correspondant chacun à une disposition de tiroir particulière.

Si nous comptons l'angle de calage α en partant de la manivelle du piston P, et en allant vers celle du tiroir T, et si nous appelons « en avant » le sens positif, figure 52, α est obtus et en avant, ou bien aigu et en arrière pendant la marche en avant. Au contraire, α aigu et en avant ou obtus et en arrière, dans la marche en arrière. Plus simplement, la rotation de la machine est de même signe que les angles de calage α obtus, et de signe contraire aux angles α aigus.

Les deux dispositions de tiroir, correspondant aux angles de calage obtus ou aigu, sont l'admission par les arêtes extérieures, figure 53, n° 1, pour l'angle obtus et l'admission par les arêtes intérieures, figure 53, n° 2, pour l'angle aigu. La descente du tiroir n° 1, produit exactement les mêmes effets que la montée du tiroir n° 2. La descente des deux tiroirs correspond donc à deux mouvements inverses du piston à vapeur.

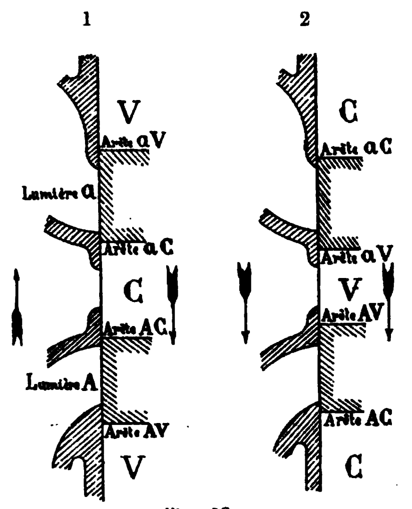


Fig. 53.

Sur la figure 53, le tiroir est représenté à mi-course. Dans cette position, qui sert de point de départ à l'étude de la régulation, les deux orifices du cylindre doivent être isolés de la vapeur par deux surfaces portantes de hauteur à peu près égale, qui se nomment *recouvrements à l'admission*. De même, les deux arêtes du tiroir travaillant à l'évacuation doivent être écartées, des deux arêtes correspondantes des conduits du cylindre, de deux hauteurs égales et de sens contraire, nommées *recouvrements à l'évacuation.*

Le rôle de tiroir étant de faire communiquer les deux parties du cylindre séparées par le piston, alternativement avec les deux parties de la boîte à tiroir séparées par le tiroir, il faut, pour l'étude de la régulation, distinguer ces quatre réservoirs par des appellations simples et caractéristiques.

Pour la boîte à tiroir, on désigne par V la partie qui renferme la vapeur à admettre dans le cylindre, et par C la partie qui reçoit la vapeur évacuée par le cylindre. Il n'y a pas matière à d'autres distinctions; le haut

de la course et le bas de la course s'exécutent suivant la même loi. l'obliquité de la bielle du tiroir étant toujours trop faible pour avoir une influence sensible sur son mouvement.

Pour le piston à vapeur, l'obliquité de la bielle change au contraire la loi du mouvement aux deux extrémités de la course. Les deux courses simples ont par suite des régulations différentes, et chaque régulation doit porter l'indication du côté du cylindre auquel elle se rapporte. Il s'est établi, à cet égard, des confusions qu'il faut dissiper.

Considérons une machine verticale, ayant ses cylindres au-dessus de l'arbre, selon la disposition habituelle aujourd'hui. Dans la régulation, on nomme le plus souvent haut cylindre, en la désignant par H, la partie du cylindre située au-dessous du piston, et bas cylindre, en la désignant par B, la partie située au-dessus. Cette bizarrerie provient de ce que lors de l'établissement des règles, qui dépendent seulement de la position par rapport à l'arbre, les cylindres des machines verticales étaient au-dessous de l'arbre.

On corrige quelquefois l'anomalie qui précède, en désignant par H le haut, et par B le bas du cylindre. En présence de règles aussi contradictoires, on ne sait plus ce que représentent H et B sur une épure de régulation avant d'avoir étudié cette épure à fond.

Afin de faire cesser l'équivoque, on a choisi à Indret la lettre A pour le côté du cylindre voisin de l'arbre, en appelant OA le côté opposé à l'arbre. Cette règle serait en défaut pour les machines à bielles renversées, qui devraient recevoir la régulation OA du côté de l'arbre, et la régulation A du côté opposé. Le retour de l'équivoque est donc possible.

En fait, il n'existe qu'une distinction applicable à tous les cas. Les deux moitiés de la course simple du piston correspondent, l'une à un arc de plus de 90° décrit par la manivelle, l'autre à un arc de moins de 90°; la première est actuellement la moitié inférieure, côté A d'Indret; la seconde est la moitié supérieure, côté OA d'Indret. Il n'y a, par suite, qu'une seule règle rationnelle et générale, applicable aux machines horizontales comme aux machines verticales ; elle consiste à appeler *côté grand arc* et *côté petit arc*, les deux parties du cylindre. Nous désignerons par A le côté *grand arc* et par *a* le côté *petit arc*. Les deux lumières du cylindre s'appelleront A et *a*; les deux points morts du piston P_A et P_a, et ceux du tiroir T_A et T_a, se distingueront de même par des indices.

Si maintenant nous revenons à la figure 53, nous pouvons y appeler AV et *a*V les arêtes d'admission et AC, *a*C les arêtes d'évacuation, sur le tiroir et sur le cylindre.

Les distances entre deux arêtes de même nom sur le tiroir et le cy-

lindre, quand le tiroir est à mi-course sont les recouvrements, recouvrements AV, *a*V à l'admission, recouvrements AC, *a*C à l'évacuation.

Disons de suite que les recouvrements à l'admission sont toujours positifs, c'est-à-dire que le tiroir à mi-course ferme à l'admission. Les recouvrements à l'évacuation, ou l'un d'eux, sont au contraire quelquefois négatifs, le tiroir ouvrant ainsi l'évacuation à mi-course, soit d'un côté du piston, soit même des deux.

43. — *Représentation géométrique du mouvement du tiroir et du piston.* — Supposons le mouvement de translation du tiroir représenté par celui de la projection verticale de son bouton de manivelle, ce qui serait exactement réalisé avec une bielle infinie. Chaque arête du tiroir, *a*V, *a*C, etc., se meut sur la glace du cylindre comme la projection d'un point qui décrirait un cercle, sur un diamètre horizontal égal à la course, placé sur la position moyenne, ou à mi-course de l'arête considérée.

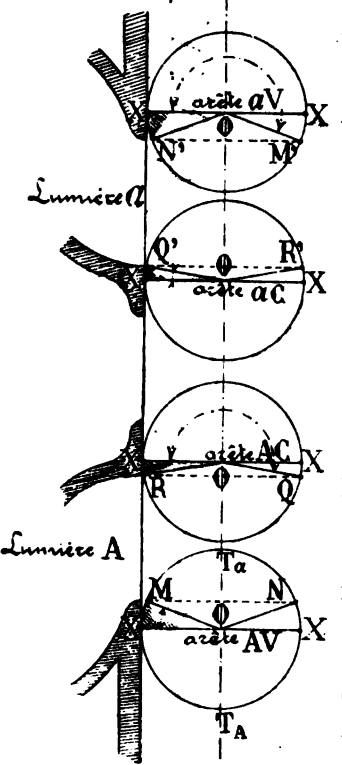


Fig. 54.

Les quatre cercles correspondant aux quatre arêtes ont été tracés, figure 54, en les espaçant un peu plus que dans la réalité. Les cordes menées horizontalement à travers chaque cercle, par l'arête du cylindre qui lui correspond, partagent ce cercle en deux parties inégales, dont l'une représente la période d'ouverture de la lumière du cylindre, généralement inférieure à 180°, et l'autre la période de fermeture, généralement supérieure à 180°. Ainsi la lumière A est ouverte à la vapeur, pendant que la manivelle du tiroir parcourt l'arc MT_aN ; elle est fermée pendant le parcours de l'arc MT_AN, etc.

Si l'on voulait avoir les positions relatives de la manivelle P du piston par rapport à la manivelle T du tiroir, dans les moments où celle-ci passe par une position particulière, par exemple lors de l'ouverture ou de la fermeture d'une lumière du cylindre, il suffirait de porter l'angle α à partir de OT.

Si l'on veut connaître la position du piston lui-même, au même instant (fig. 55), on l'obtient en projetant le point P en *p* sur le diamètre vertical $T_A\,T_a$. Il est plus simple de porter, une fois pour toutes, l'angle α, en sens

inverse de l'angle de calage véritable à partir du diamètre vertical, et de projeter le point T lui-même de la manivelle du tiroir en t, sur le diamètre oblique P_A P_a ainsi obtenu. En effet, les deux angles P_aOT et POT_A

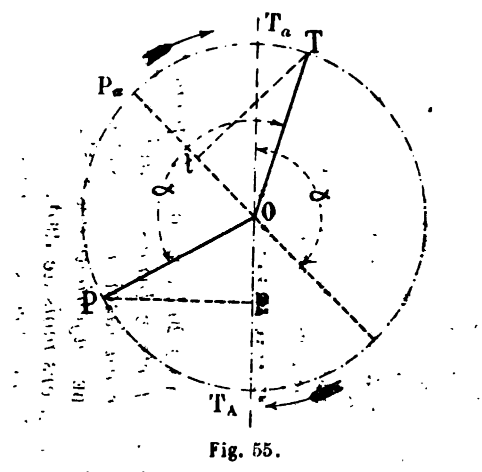


Fig. 55.

sont égaux comme se composant chacun du supplément de α, plus des angles égaux, T_aOT et sont opposés par le sommet.

Nous avons par suite,

$$\text{Tri. } OTt = \text{Tri. } OPp,$$
$$Ot = Op.$$

44. — *Epure circulaire de Reech.* — L'épure de régulation circulaire de Reech consiste dans la superposition des quatre cercles représentant,

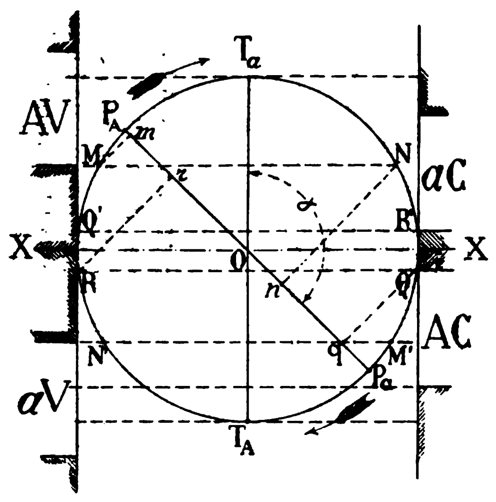


Fig. 56.

sur la figure 54, le mouvement des quatre arêtes travaillantes du tiroir

par rapport aux orifices du cylindre. Chaque cercle apporte avec lui le recouvrement qui s'y rapporte, et il est complété par le diamètre sur lequel il suffit de projeter le point mobile pour avoir la position du piston, d'après la figure 55. En suivant le mouvement d'un point mobile sur la circonférence, sa projection sur le diamètre vertical donne la position des quatre arêtes du tiroir par rapport aux arêtes du cylindre portées, les arêtes V à gauche et les arêtes C à droite de la figure; sa projection sur le diamètre oblique donne la position du piston sur sa course.

La figure 56 se rapporte à l'angle de calage obtus, ou à l'introduction par les arêtes extérieures.

AV est ouvert pendant le parcours de l'arc		MT_aN,
AC	—	QT_AR,
aV	—	$M'T_AN'$,
aC	—	$Q'T_aR'$.

La figure 57 se rapporte de même, avec les mêmes lettres désignant les périodes d'ouvertures, à l'angle de calage aigu, ou à l'introduction par les arêtes intérieures.

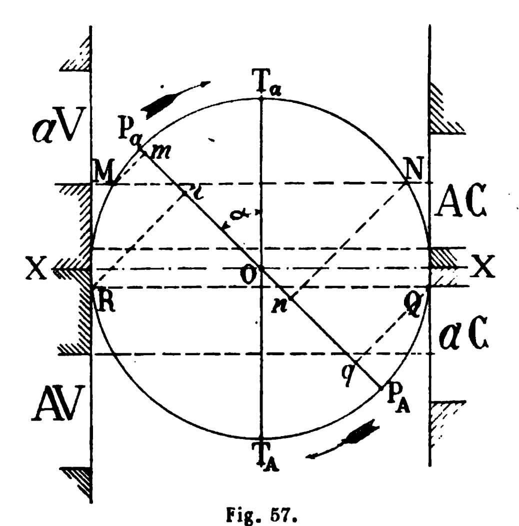


Fig. 57.

Les tiroirs rectangulaires ou à coquille, travaillant sur une surface plane et appliqués sur elle par la pression de la vapeur, admettent nécessairement par les arêtes extérieures. Les tiroirs cylindriques ou à pistons, et les modèles compensés d'après le même principe, admettent par les arêtes extérieures ou les arêtes intérieures indifféremment. L'épure 56 est donc applicable aux deux modèles de tiroir, et l'épure 57 à un modèle seulement.

Sur les deux figures 56 et 57, on lit facilement les six phases con-

nues de la régulation, le cas des recouvrements négatifs à l'évacuation exigeant seul un peu d'attention pour éviter les erreurs. Tous les recouvrements sont positifs sur les deux figures; les recouvrements négatifs passeraient de l'autre côté de XX. Nous avons, en suivant la distribution du côté A du piston.

1° Arc $P_A N$ et fraction de course $P_A n$, période d'introduction,
(au point de la course projection de T_a, ouverture maximum à l'admission);
2° Arc NQ et fraction de course nq, détente;
3° Arc QP_a et fraction de course qP_a, avance à l'évacuation;
4° Arc $P_a R$ et fraction de course $P_a r$, période d'évacuation ;
(toute la lumière AC est ouverte à l'évacuation pendant un certain arc);
5° Arc RM et fraction de course rm, compression;
6° Arc MP_A et fraction de course mP_A, avance à l'évacuation.

L'usage admis, pour diviser chaque course simple en deux parties seulement, admission et détente pour l'une, évacuation et compression pour l'autre, est d'appeler,

Arc NP_a et fraction de course nP_a, détente,
Arc RP_A et fraction de course rP_A, compression ;

les deux avances deviennent ainsi des sous-divisions de la période de détente et de celle de compression.

L'épure circulaire a été donnée en 1833 par Reech, et n'a pas cessé de servir. Elle a été présentée, depuis lors, par Zeuner, sous une forme différente, qui sera exposée au n° 65, et qui n'ajoute, ni à son exactitude, ni à sa clarté; le mouvement relatif des pièces semblerait même plus facile à suivre, sur le vieux tracé.

L'imperfection de l'épure circulaire résulte de ce qu'elle ne tient pas compte de l'influence de l'obliquité de la bielle sur le mouvement du piston, qui n'est nullement négligeable, comme elle l'est pour le tiroir.

Pour les études de principes, l'épure circulaire est précieuse. Nous en ferons largement usage dans les numéros suivants.

45. — *Influence des divers éléments de la régulation, d'après l'épure circulaire.* — La régulation fournie par un tiroir dépend de trois éléments :

1° L'angle de calage α;

2° La hauteur des quatre recouvrements;

3° La course du tiroir.

Sur l'épure, l'effet d'un changement de l'angle α est de déplacer le diamètre P_A P_a.

L'effet d'un changement de hauteur des recouvrements est de déplacer les quatre horizontales MN, QR, M'N', Q'R'.

L'effet d'un changement de course s'étudie, soit en changeant le diamètre du cercle de la manivelle du tiroir, soit en changeant dans une proportion inverse la hauteur des recouvrements. Le second procédé est généralement adopté; il donne les périodes de régulation exactes, mais non pas les hauteurs d'orifice ouvertes, à moins de changer l'échelle de la figure, pour chaque course du tiroir.

Si l'on fait varier la course du tiroir et les quatre recouvrements, dans la même proportion, la régulation reste exactement la même; la hauteur d'orifice découverte à chaque instant, et par suite la section des passages varie exactement comme la course.

Ce qui précède est entièrement vrai pour l'admission, la lumière du cylindre n'ouvrant jamais sur toute sa hauteur. Pour que ce soit vrai pendant toute la durée de l'évacuation, il faut que la hauteur des lumières du cylindre aient été augmentée dans le même rapport que les recouvrements, parce que la lumière est ouverte sur toute sa hauteur pendant une partie de l'évacuation.

Le grand intérêt qu'on rencontre à diminuer les pertes de travail par étranglement, voir nos 27 et 40, rend très désirable l'adoption de grandes courses, pour tous les tiroirs et plus particulièrement pour ceux des cyl. BP. On est arrêté par le danger des frottements exagérés et surtout la crainte des efforts exercés, en vertu de l'inertie, sur les bielles et colliers d'excentriques. Les plus grandes courses adoptées pour les tiroirs sont égales au tiers de la course des pistons; le plus souvent, on se contente du quart, ce qui doit être une limite; on descend parfois au sixième, ce qui est trop peu, et ce qui doit conduire à des pertes sérieuses sur le travail à toute puissance, surtout à l'évacuation des cyl. B.P.

L'effet d'un changement, dans l'un ou l'autre des éléments qui influent sur les six périodes de la régulation, est indiqué par le tableau suivant, dans lequel l'angle de calage est supposé toujours aigu, son supplément lui étant substitué, dans le cas de l'admission par les arêtes extérieures.

	Admission	Détente	Avance à l'évacuation	Evacuation	Compression	Avance à l'admission
+ Angle de calage (aigu)	+	—	—	+	—	—
+ Recouvrement à l'admission . . .	—	+	»	»	»	—
+ Recouvrement à l'évacuation . . .	»	»	—	—	+	»
+ Course	+	—	+	+	—	+

Nous avons supposé dans ce tableau que les éléments de la régulation augmentaient ; s'il y avait diminution, les effets sur les six périodes, seraient de signe contraire à ceux indiqués.

Les changements de valeur de l'angle α ont, sur les avances, un effet tel que l'on se trouve de suite arrêté quand on veut s'en servir pour des périodes plus importantes. On ne peut agir pratiquement sur la détente et sur la compression qu'en modifiant, soit la course du tiroir, soit la hauteur des recouvrements.

On reproche à la régulation de tiroir fournie par excentrique simple à course invariable, de ne pas pouvoir donner de longues détentes. En effet, si l'admission est de 0,60 en fraction de course en marche normale, on voit sur la figure 58, que pour réduire cette introduction à 0,50 par un changement de l'angle de calage, il faudrait se résigner à des avances excessives, en même temps qu'à une très longue compression.

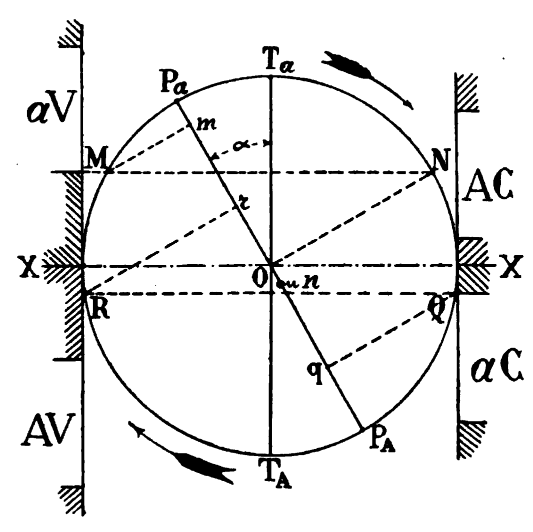


Fig. 58.

Les régulations fournies par un excentrique fictif, dans les mises en train à excentriques combinés, échappent à ce reproche, parce que la course des tiroirs diminue en même temps que l'angle α; on obtient ainsi l'allongement de la détente par une augmentation de hauteur des recouvrements ou du moins par le changement de course équivalent.

La symétrie entre les phases du mouvement de l'excentrique pendant les deux courses successives du piston vers le haut et vers le bas, établit une relation, d'une part, entre l'admission et l'évacuation, d'autre part, entre la détente et la compression qui augmentent ou diminuent ensem-

ble. La durée de la détente est donc limitée, quand on se fixe une limite pour la compression. Ceci s'applique à tous les cas d'excentriques, fictifs ou réels.

Autrefois, lorsqu'on tenait à ne pas dépasser, pour la compression, une période de 10 % en fraction de course, on ne pouvait pas avoir de détentes de plus de 30 %. On ne redoute pas trop, aujourd'hui, les compressions de 30 à 35 %, ce qui permet de réduire l'admission à 30 %.

46. — *Exemples de régulations relevées sur l'épure circulaire.* — En dehors de l'établissement des principes généraux de la régulation, auquel elle se prête si bien, l'épure de Reech a eu pendant longtemps une véritable utilité pratique. Elle a servi au tracé et à la construction des tiroirs et de leurs excentriques sur un grand nombre de machines qui ont parfaitement fonctionné. Les causes, qui atténuaient l'effet de ses inexactitudes et qui les rendaient inoffensives pour le constructeur, étaient de diverses sortes.

En premier lieu, quand l'emploi de cette épure était général, on rapportait toujours, à ses indications, les résultats fournis par les diagrammes d'indicateurs; on était alors conduit à modifier les données de l'épure, de manière à obtenir un bon diagramme, sans avoir à tenir compte de ce que l'épure obtenue représentait inexactement une régulation qui était bonne en réalité. D'après cette considération, on aurait pu continuer à l'appliquer, même à des appareils auxquels elle convient peu, à la condition de l'appliquer toujours.

Nous plaçant à ce point de vue, nous avons pris quatre machines modernes, dont la régulation exacte sera donnée plus loin. L'épure circulaire fournirait, pour ces machines, les régulations inscrites dans le tableau XII.

Ces régulations ne sont pas exactes, comme on peut s'en assurer en les comparant au tableau XIII, n° 65; elles n'en seraient pas moins propres à déterminer les éléments de construction de machines nouvelles, soit que l'on veuille reproduire la même régulation, soit même que l'on veuille obtenir des détentes ou des compressions un peu différentes. L'erreur à laquelle on s'exposerait, dans les épures circulaires des nouvelles machines, ne serait pas en effet très forte, parce qu'elle ne porterait que sur des différences.

L'épure circulaire, sous la forme que lui a donnée M. Zeuner, est du reste encore employée presque seule dans plusieurs marines.

L'épure circulaire s'applique mieux aux anciennes machines, dans lesquelles les tiroirs étaient conduits par un excentrique unique, avec

Tableau XII

Eléments de régulation (d'après l'épure circulaire).

Hoche (Cyl. H P)

Course du piston	1.000 m/m	
Course du tiroir	300 m/m	
Rapport de la course du piston à celle du tiroir	3,33	
Angle de calage.	Marche AV.	132°
	Marche AR.	132°
Hauteur des orifices	105 m/m	

Recouvrements	
AV.	+ 68mm5
aC.	+ 85
AC.	+ 27 5
aC.	— 8 5

Résultats :

	Introduction 0,634		
	AV — aV	AC — aC	Moyennes
Avance à l'introduction — En fraction de la course du piston	0,016	0,004	0,010
Avance à l'introduction — En millimètres de l'orifice	31	13	22
Avance à l'introduction — En degrés et minutes	14°30	7°	10°45
Introduction, en fraction de la course du piston	0,603	0,665	0,634
Avance à l'évacuation — En fraction de la course du piston	0,145	0,073	0,109
Avance à l'évacuation — En degrés et minutes	45°	32°	38°30
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En fraction de la course du piston	0,107	0,193	0,150
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En degrés et minutes	39°	52°	45°30
Ouverture maximum à l'introduction, en millimètres de l'orifice	82	66,5	74,25
Ouverture maximum à l'évacuation, en millimètres de l'orifice	105	105	105

Tréhouart (Cyl. H P)

Course du piston	1.000 m/m	
Course du tiroir	197 m/m	
Rapport de la course du piston à celle du tiroir	5,07	
Angle de calage.	Marche AV.	53°
	Marche AR.	53°
Hauteur des orifices	80 m/m	

Recouvrements	
AV.	+ 45mm
aV..	+ 51
AC.	+ 5
aC..	— 1

Résultats :

	Introduction 0,689		
	AV — aV	AC — aC	Moyennes
Avance à l'introduction — En fraction de la course du piston	0,008	0,004	0,006
Avance à l'introduction — En millimètres de l'orifice	13,5	8,5	11
Avance à l'introduction — En degrés et minutes	10°	6°	8°
Introduction, en fraction de la course du piston	0,675	0,703	0,689
Avance à l'évacuation — En fraction de la course du piston	0,103	0,096	0,094
Avance à l'évacuation — En degrés et minutes	38°20	34°20	36°20
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En fraction de la course du piston	0,096	0,116	0,106
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En degrés et minutes	36°	40°30	38°15
Ouverture maximum à l'introduction, en millimètres de l'orifice	53,5	47,5	50,5
Ouverture maximum à l'évacuation, en millimètres de l'orifice	80	80	80

TABLEAU XII

Suchet (Cyl. H P)

		Recouvrements
Course du piston	1 000 m/m	
Course du tiroir	174 m/m	
Rapport de la course du piston à celle du tiroir	5,74	AV. + 39mm,5
Angle de calage. Marche AV.	183°	aV. + 41
Angle de calage. Marche AR	177°	AC. — 0 25
Hauteur des orifices	80 m/m	aC. — 1 75

Introduction 0,711

Résultats :	AV — aV	AC — aC	Moyennes
Avance à l'introduction — En fraction de la course du piston	0,007	0,006	0,0065
Avance à l'introduction — En millimètres de l'orifice	12	11	11,5
Avance à l'introduction — En degrés et minutes	9°30	9°	9°15
Introduction, en fraction de la course du piston	0,715	0,707	0,711
Avance à l'évacuation — En fraction de la course du piston	0,101	0,105	0,103
Avance à l'évacuation — En degrés et minutes	37°	38°20	37° 40
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En fraction de la course du piston	0,100	0,094	0.097
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En degrés et minutes	37°	36°	36°30
Ouverture maximum à l'introduction, en millimètres de l'orifice	47,5	46	46,75
Ouverture maximum à l'évacuation, en millimètres de l'orifice	80	80	80

Galilée (Cyl. H P)

		Recouvrements
Course du piston	600 m/m	
Course du tiroir	169 m/m	
Rapport de la course du piston à celle du tiroir	3,55	AV. + 38mm
Angle de calage. Marche AV.	131°	aV. + 50
Angle de calage. Marche AR.	131°	AC. — 2
Hauteur des orifices	70 m/m	aC.. — 26

Introduction 0,645

Résultats :	AV — aV	AC — aC	Moyennes
Avance à l'introduction — En fraction de la course du piston	0,014	0,002	0,008
Avance à l'introduction — En millimètres de l'orifice	12,4	48	8,5
Avance à l'introduction — En degrés et minutes	14°	4°30	9°15
Introduction, en fraction de la course du piston	0,608	0,682	0,645
Avance à l'évacuation — En fraction de la course du piston	0,242	0,134	0,188
Avance à l'évacuation — En degrés et minutes	59°	41°30	50°15
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En fraction de la course du piston	0,040	0,116	0,078
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En degrés et minutes	23°	40°	31°30
Ouverture maximum à l'introduction, en millimètres de l'orifice	46	34,5	40,5
Ouverture maximum à l'évacuation, en millimètres de l'orifice	70	70	70

un angle de calage constant, qu'aux appareils nouveaux, où ils sont conduits par des coulisses ou par des barres Marschall et autres systèmes étudiés aux nos 47 à 54. Sur ces dernières machines, surtout, le mouvement du tiroir s'écarte très notablement de celui de la projection d'un bouton d'excentrique. C'est le motif qui nous fait choisir ici, comme exemple pratique d'épure circulaire, fig. 52, la machine du *Hoche*, un

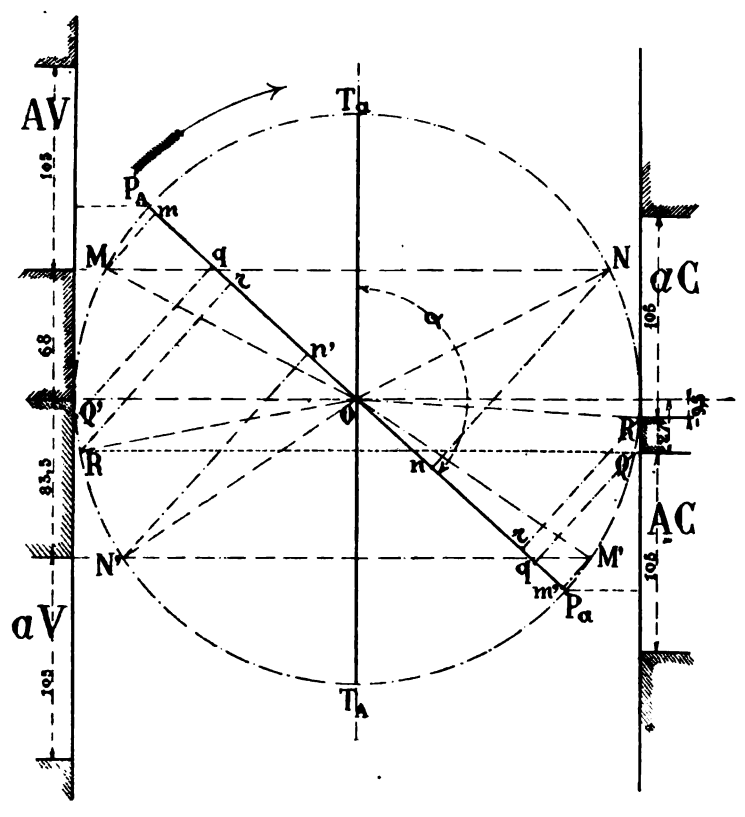


Fig. 59.

des rares appareils de construction récente, où les tiroirs sont conduits par une simple manivelle ; on y trouve de plus, pour l'une des arêtes d'évacuation, un recouvrement négatif.

Nous étudierons, au no 64, la correction qui permet de tenir compte de l'obliquité de la bielle de piston, dans le tracé de l'épure circulaire.

47. — ***Marche en arrière. — Comparaison avec la marche à contre-vapeur des locomotives.*** — Si l'on retourne l'épure circulaire, fig. 56 ou 57, on obtient une épure, dans laquelle l'angle α a changé de côté par rapport à la verticale, en même temps que la flèche indiquant le sens

de la rotation est renversée ; toutes les conditions de la régulation restent d'ailleurs les mêmes, aussi bien que celles du mouvement. La nouvelle épure représente la régulation correspondant à la marche en arrière. Ainsi, pour passer de la marche en avant à la marche en arrière, il suffit de changer le sens de l'angle α.

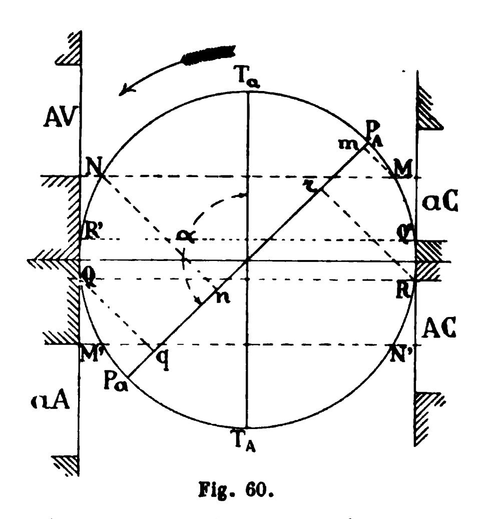


Fig. 60.

Les machines marines ne connaissent que deux allures, la marche en avant et la marche en arrière, parce qu'elles obéissent toujours immédiatement à la mise en train ; en d'autres termes, le sens de la rotation

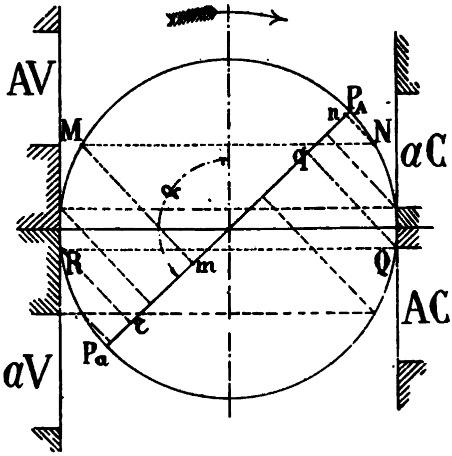


Fig. 61.

change toujours, en même temps que le sens de l'angle de calage, tandis qu'au contraire, la vitesse du navire met un temps assez long à se renverser. Ainsi le navire marche à contre-hélice mais la machine ne marche pas à contre-vapeur.

Sur les locomotives, les choses se passent tout différemment ; le renversement de l'angle α y est suivi d'une marche à contre-vapeur, jusqu'à ce que le train soit arrêté. Les épures circulaires 56 et 57, en renversant simplement sur chacune d'elles le sens de la rotation sans changer celui de α, donnent les conditions de la marche à contre-vapeur; on peut aussi se servir de la figure 60 en y conservant le sens positif à la rotation. Le mouvement du piston de P_A à P_a produit un refoulement pendant la phase d'admission *mn* de la vapeur, puisqu'on marche vers P_A pendant l'admission en AV; de même, il y a aspiration pendant la phase d'évacuation *qr*. Un diagramme relevé à l'indicateur de Watt, pendant la marche à contre-vapeur fournirait un diagramme entièrement négatif, fig. 62, composé, du côté A, d'une détente suivie d'une évacuation pendant la montée et d'une compression suivie d'une admission pendant la descente, etc.

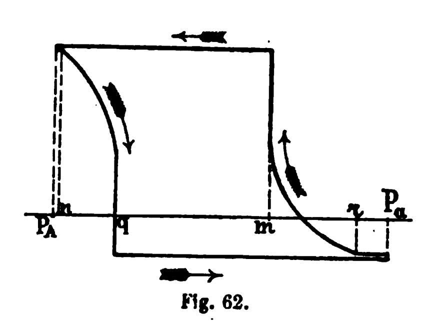


Fig. 62.

48. — *Tiroirs conduits par une manivelle unique. — Roue planétaire de Dupuy de Lome.* — On trouve dans les anciens traités la description des divers systèmes employés pour faire conduire le tiroir par une manivelle ou par un excentrique unique, auquel on fait parcourir l'angle de toc, quand on veut renverser le mouvement. Nous donnons seulement le principe du système Dupuy de Lome ou Mazeline, qui a été le plus employé dans la marine française, et qui est encore en service dans les machines du *Friedland* et du *Hoche*.

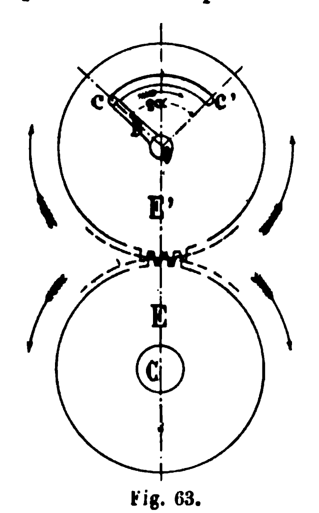


Fig. 63.

Dans cette mise en train, tous les tiroirs sont conduits par un petit arbre à vilebrequins O, relié par un engrenage à l'arbre de couche C de la machine. La roue E' est folle sur l'arbre O; elle conduit cet arbre par l'intermédiaire du bras B, terminé par le bouton C et calé sur l'arbre O. Le bouton *c* peut se mouvoir dans une coulisse *cc'* qui est pratiquée dans la roue E', et qui embrasse tout l'angle de toc 2α.

La manœuvre de renversement de marche consiste à faire tourner

l'arbre des tiroirs, en devançant le mouvement de la roue E', de manière à envoyer le bras conducteur B d'une extrémité à l'autre de la coulisse *cc'*. Le renversement commence à s'opérer un peu après que le bras B a décrit la moitié α de son excursion totale.

Le détail du mécanisme sera décrit au n° 79.

On voit que la mise en train Dupuy de Lome réalise, dans toute sa simplicité, le mouvement étudié dans l'épure circulaire.

Il existait autrefois beaucoup de mises en train à un seul excentrique, dans lesquelles le changement de marche s'obtenait en faisant courir le chariot d'excentrique sur l'arbre d'un angle égal à 2α. Les deux positions extrêmes étaient déterminées par deux butoirs, contre lesquels le chariot venait buter, ce qui faisait donner à 2α le nom d'*angle de toc*.

49. — *Excentrique à calage variable de M. Joy.* — Le problème de la conduite du tiroir par un excentrique unique a été résolu par M. Joy, sans l'emploi d'aucun arbre auxiliaire conduit par des engrenages; la disposition adoptée présente, en principe, le maximum de simplicité possible.



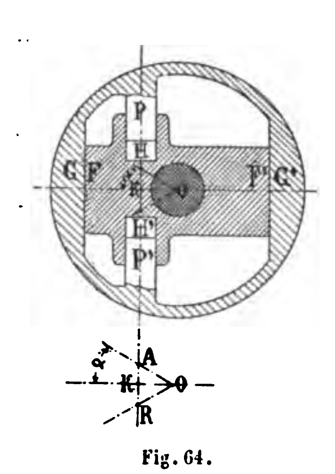


Fig. 64.

Le chariot d'excentrique calé à demeure sur l'arbre de couche O de la machine porte deux patins F, F' et deux cylindres hydrauliques H, H', auxquels l'eau sous pression est amenée par deux canaux indépendants, pratiqués à l'intérieur de l'arbre. Le collier porte deux glissières G, G' et deux pistons P, P', se mouvant dans les cylindres H, H'. Par le jeu de l'eau sous pression, on fait mouvoir le collier de la longueur KA ou KR, de part et d'autre de la ligne médiane; on lui donne ainsi, à volonté, l'un des deux angles de calage,

$$AOK = \alpha,$$
$$ROK = -\alpha,$$

en passant par tous les angles intermédiaires, sans d'ailleurs pouvoir s'y arrêter.

L'excentrique de M. Joy semble jusqu'ici avoir été rarement employé.

Il existe d'autres combinaisons, par exemple celle d'un chariot et d'un collier diversement excentrés et pouvant tourner l'un sur l'autre, qui a été quelquefois adoptée pour conduire des pompes, et dans laquelle on pourrait utiliser la variation de l'angle α, au lieu de la variation de la course.

§ 2. — Application de l'épure circulaire au mouvement d'un tiroir conduit par un excentrique fictif.

50. — *Coulisse Stephenson. — Description générale.* — Les appareils que nous allons maintenant considérer permettent de conduire le tiroir, non seulement avec les angles de calage $+\alpha$ et $-\alpha$, mais encore avec les angles intermédiaires.

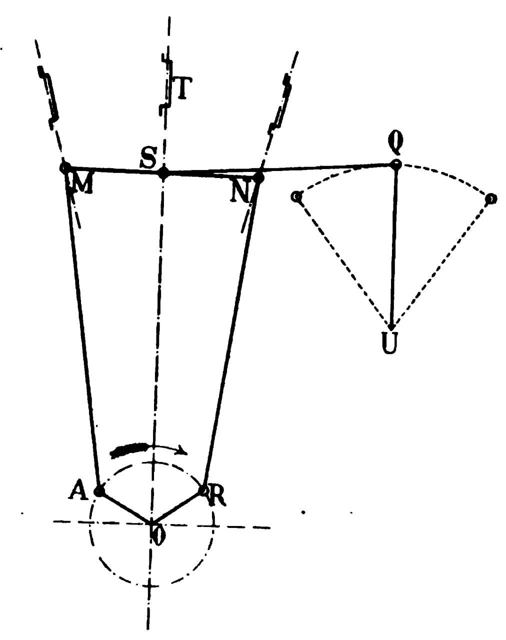


Fig. 65.

Celui de ces appareils, qui est le plus usité dans la marine actuelle, est la coulisse Stephenson. Deux excentriques, représentés par les manivelles OA, OR, donnent, l'un la régulation de la marche en avant, l'autre celui de la marche en arrière; ils sont calés à demeure sur l'arbre de couche O; les pieds M et N de leurs bielles sont articulés sur une traverse, dans laquelle glisse le tourillon conduisant la tige du tiroir T. Un point S de la traverse ou coulisse MN, généralement le point milieu, est assujetti pendant la marche à tourner autour d'un point fixe Q, auquel il est relié par une bielle SQ, ce qui tient lieu de guide ou de glissière pour les pieds de bielle des deux excentriques M et N.

Dans chaque position des deux excentriques A et R, la position de la traverse ou coulisse est déterminée par la double condition d'avoir ses deux extrémités sur deux cercles mn, $m'n'$ décrits de A et R comme centre, fig. 66, et d'avoir son point milieu à l'intersection de la courbe

sur laquelle il doit se trouver à égale distance des deux cercles, avec la circonférence qq_1 décrite de son axe d'oscillation Q comme centre.

L'arc de cercle qq_1 décrit par le point S autour de Q se nomme *directrice.*

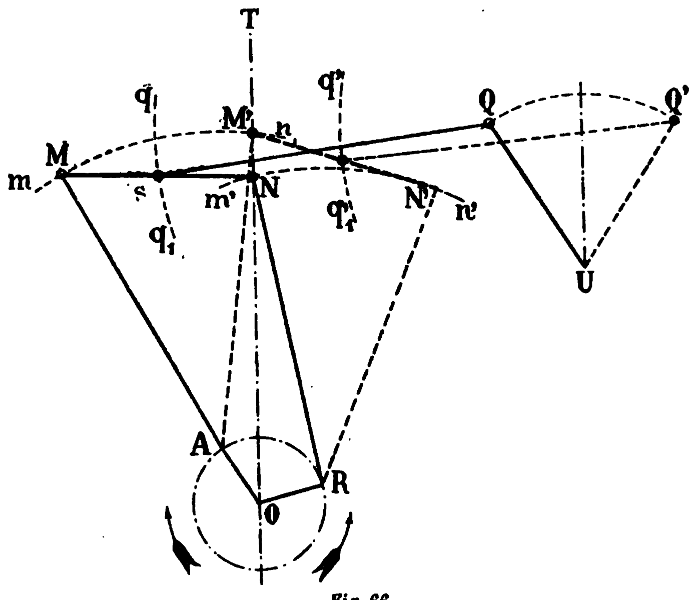


Fig. 66.

Le changement de marche s'opère en déplaçant la directrice, et, avec elle, le position moyenne de la coulisse, de manière à placer en face du tiroir à conduire, soit l'une ou l'autre de ses deux extrémités M et N. A cet effet, on fait parcourir au point de suspension Q un arc QQ' égal à MN, et on fait passer la directrice de qq_1 en $q'q'_1$.

Le résultat ainsi obtenu, si l'on attribue aux excentriques la position initiale dans le prolongement de TO, est exactement le même que si le tiroir T avait tourné autour de O d'un angle égal à l'angle du toc A*o*R, compris entre les deux excentriques, de manière à se présenter en face soit de l'un, soit de l'autre. La bielle SQ, le levier QU et l'arbre U se nomment *bielle de relevage*, *manivelle de relevage* et *arbre de relevage*.

51. — *Angles de calage intermédiaires, fournis par la coulisse, et courses du tiroir correspondantes.* — La supériorité de la coulisse Stephenson, sur les autres dispositifs imaginés à la même époque pour passer d'un excentrique à un autre et du calage $+\alpha$ à $-\alpha$, consiste en ce qu'elle permet de s'arrêter à tous les calages compris entre $+\alpha$ et $-\alpha$ y compris le calage zéro.

L'étude des calages et des courses des excentriques fictifs, que la cou-

lisse réalise approximativement dans ses diverses positions, a été particulièrement bien faite, dans le cours professé par mon prédécesseur M. Madamet, ainsi que tout ce qui concerne les propriétés géométriques des appareils de mise en train et de détente. Je lui emprunterai les démonstrations très claires, qu'il a publiées à ce sujet dans plusieurs aides-mémoire de la collection Léauté.

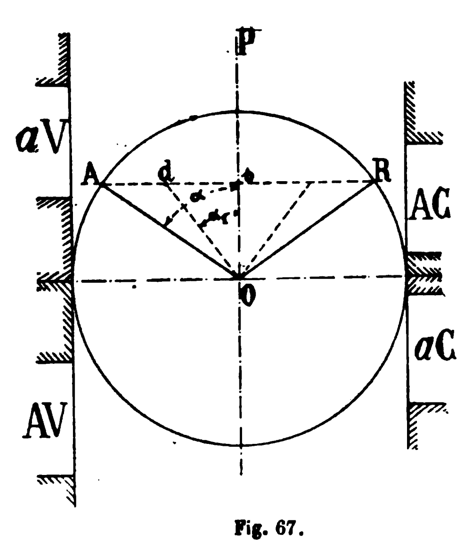


Fig. 67.

Soient OA et OR les deux manivelles d'excentriques de la coulisse, écartées l'une de l'autre de l'angle 2α, fig. 67, la manivelle du piston étant placée suivant la bissectrice de AOR. Dans une de ses suspensions intermédiaires, lorsque la coulisse correspond à un excentrique fictif Od ayant pour calage α_1, le rayon de cet excentrique est égal à la longueur Od, compris entre le centre O et la corde AR. Tel est le théorème fondamental qu'il s'agit de démontrer, en recherchant en même temps à quelle suspension de la coulisse correspond l'excentrique fictif Od.

Soit D, fig. 68, le point de la coulisse qui conduit le tiroir et soit k le rapport $\frac{DM}{DN}$; considérons une position particulière quelconque MN de la coulisse et supposons qu'elle passe de là à la position infiniment voisine M'N'. Décomposons ce petit mouvement en deux oscillations, la première faisant passer la coulisse en NM' en tournant autour de N, la seconde la faisant passer en N'M' en tournant autour de M'; la translation de la coulisse suivant sa propre direction est négligeable. Dans le premier mouvement, le point D décrit un arc DD' tel que l'on ait

$$DD' = MM' \times \frac{DN}{MN} = MM' \frac{1}{k+1},$$

exactement comme s'il était conduit directement par l'excentrique OV ayant pour rayon, au lieu de OA ou r,

(1) $$OV = \frac{r}{1+k};$$

ensuite le point D' revient en D" en parcourant l'arc D'D" dont la valeur est

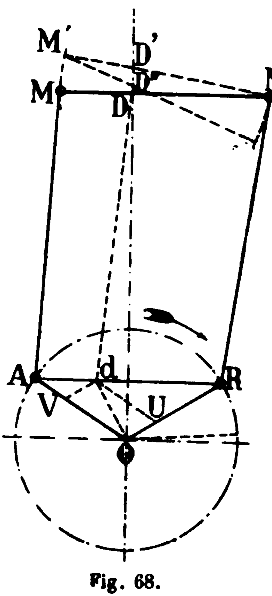


Fig. 68.

$$D'D'' = NN' \times \frac{DM}{MN} = NN' \times \frac{k}{k+1},$$

comme s'il était conduit par l'excentrique OU, satisfaisant à la condition

(2) $$OU = r\frac{k}{1+k} = r - \frac{r}{1+k} = AV$$

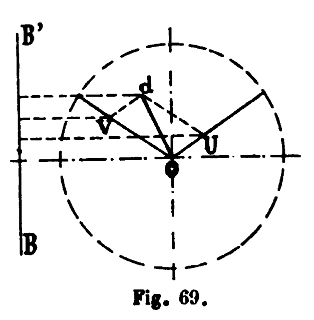


Fig. 69.

Or, la somme algébrique des mouvements de deux boutons d'excentriques U et V projetés sur la direction unique BB' d'une bielle d'obliquité négligeable, fig. 69, est égale à la projection du mouvement de la résultante Od, diagonale du parallélogramme tracé sur OV et OU. En construisant le parallélogramme à l'intérieur du triangle AOR, fig. 68, la projection verticale de Od doit être égale à celle de OV + AV; les deux côtés Vd et Ud, parallèles aux bases et liés par la relation

$$\frac{Vd}{Ud} = \frac{OU}{OV} = k = \frac{AV}{OV},$$

se coupent sur la ligne AR, en un point d, tel que l'on ait

(3) $$\frac{Ad}{Rd} = k = \frac{MD}{ND}.$$

Cette propriété de la coulisse Stephenson, clairement exprimée sur la figure 67, rend facile l'application de l'épure circulaire aux régulations intermédiaires, qui correspondent aux diverses positions de l'appareil de relevage.

L'équation (3) peut se mettre sous la forme

$$\frac{Ad}{AR} = \frac{MD}{MN};$$

en appelant r le rayon OA et $2l$ la longueur MN de la coulisse, nous avons :

$$AR = 2\,r \sin \alpha,$$

$$\frac{Ad}{r \sin \alpha} = \frac{MD}{l}.$$

Le passage du point de conduite du tiroir, de M en D, diminue donc le sinus de l'angle de calage α, de la quantité

$$\text{(3 bis)} \qquad \sin \alpha - \sin \alpha_1 = \frac{Ad}{r} = \frac{MD}{l} \sin \alpha.$$

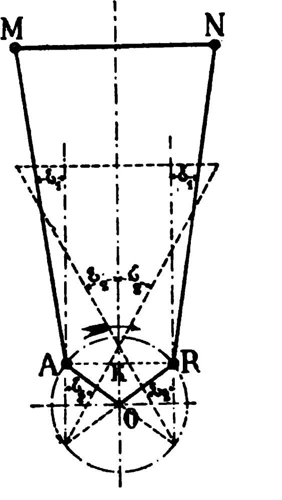
Si nous nous reportons à la discussion de l'épure circulaire donnée au n° 45, en y supposant une diminution de course et d'angle de calage, nous voyons que le déplacement de la directrice, en partant d'une de ses positions extrêmes, produit les effets suivants :

	Compression	Admission	Détente	Avance à l'évacuation	Evacuation	Avance à l'admission
— Angle de calage	+	—	+	+	—	+
— Course	—	—	+	—	—	+

Les plus prononcés de ces effets sont une augmentation de détente et de compression, avec réduction correspondante de l'admission et de l'évacuation. Sur les avances, il y a deux effets contradictoires; dans la plupart des machines marines récentes munies de coulisses Stephenson, celles du *Du Chayla* et du *Galilée* par exemple, l'avance diminue en même temps que l'admission. L'excès des compressions atteintes limite la réduction d'admission possible; cependant quand la régulation normale, aux positions extrêmes de la directrice, donne une admission de 0,70 par exemple, on arrive à réduire l'admission à 0,30 et même à 0,25 en se servant de la coulisse, sans avoir des compressions par trop exagérées pour les petites allures de la machine; on peut d'ailleurs, comme l'a fait M. Normand, se prémunir, à l'aide des soupapes de sûreté de la figure 38, contre l'excès de compression.

52. — *Coulisses à bielles ouvertes et coulisses à bielles croisées.* — Dans les figures précédentes, nous avons supposé que les bielles des

deux excentriques A et R sont juxtaposés quand l'arc AR est du côté de la coulisse, fig. 70, ce qui conduit à les avoir croisées, lorsque l'arc AR passe du côté opposé, comme le montre la figure 70 *bis*;



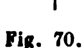
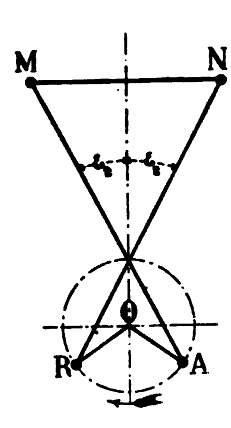
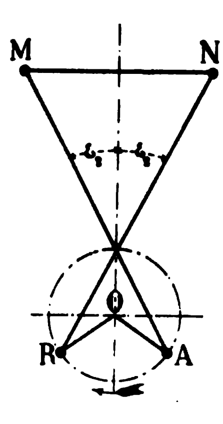



Fig. 70. Fig. 70 *bis*.

c'est la disposition dite à bielles ouvertes.

On peut également adopter le croisement des bielles pour la position où l'arc AR regarde la coulisse, avec la juxtaposition, ou ouverture des bielles, quand AR est du côté opposé de l'arbre, comme le montrent les figures 71 et 71 *bis*;



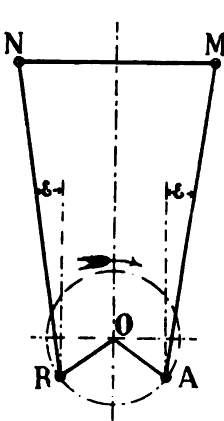


Fig. 71. Fig. 71 *bis*.

c'est la disposition dite à bielles croisées.

Indépendamment des raisons d'encombrement qui peuvent faire choisir, comme position de la coulisse, soit le côté droit, soit le côté gauche du tiroir, pendant la marche en avant, les motifs de préférence entre

les bielles ouvertes et les bielles croisées reposent sur une différence dans les variations de longueur de course en fonction de la position de la directrice. Cette différence résulte des changements d'obliquité de bielle, dont nous n'avons pas tenu compte dans les deux numéros qui précèdent.

Soient r le rayon des excentriques;

L la longueur des bielles;

ε_1 l'angle des bielles ouvertes avec la verticale (fig. 70 et 71 *bis*);

ε_2 le même angle, plus grand, quand les bielles se croisent (fig. 70 *bis* et 71).

Quand le tiroir est conduit par l'un des pieds d'excentriques M et N de la coulisse, et que l'angle de calage est celui de cet excentrique α, la course du tiroir est $2r$, dans les deux dispositions à bielles ouvertes ou à bielles croisées. De plus, dans sa position moyenne, le tiroir est à une distance du centre O égale à L.

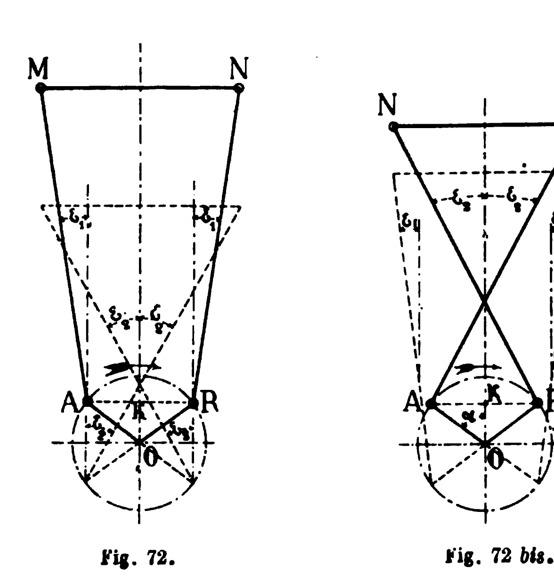


Fig. 72. Fig. 72 *bis*.

Quand la coulisse est au stop, à mi-suspension et que l'angle α est nul, la distance du tiroir au point O, aux deux extrémités de sa course, est la suivante :

1° *Bielles ouvertes*, haut de course		$L \cos \varepsilon_1 + OK$
bas de course		$L \cos \varepsilon_2 - OK$
Différence égale à la course . . .	(4)	$2OK + L (\cos \varepsilon_1 - \cos \varepsilon_2)$
demi-somme, ou position moyenne du tiroir .	(5)	$L \frac{\cos \varepsilon_1 + \cos \varepsilon_2}{2}$

2° *Bielles croisées,* haut de course . . . . $L \cos \varepsilon_2 + OK$

bas de course . . . . $L \cos \varepsilon_1 - OK$

Différence égale à la course . . . (4 *bis*) $2OK - L(\cos \varepsilon_1 - \cos \varepsilon_2)$

demi-somme, ou position moyenne du tiroir. (5 *bis*) $L \dfrac{\cos \varepsilon_1 + \cos \varepsilon_2}{2}$

Ainsi, quand on diminue l'angle α en manœuvrant la bielle de relevage, la course du tiroir diminue plus vite avec les bielles ouvertes qu'avec les bielles fermées. La diminution de la course a un inconvénient sérieux, celui de réduire l'orifice d'entrée de la vapeur aux cylindres ; par contre, elle a un avantage, celui d'empêcher les avances de s'exagérer trop vite, à la suite du changement d'angle de calage. Chacune des deux dispositions, bielles ouvertes et bielles croisées, a ses partisans ; la seconde a été adoptée sur les dernières machines d'Indret, *Jeanne-d'Arc, Henri IV, Jurien-de-la-Gravière,* etc., mais on trouve encore quelques exemples de bielles ouvertes sur des appareils récents, tels que ceux du *Marceau,* du *Pothuau,* du *Bruix* et du *Cassini.* Le choix est le plus souvent commandé par les dispositions locales.

53. — *Courbure et longueur de la coulisse.* — Les expressions (5) et (5 *bis*) permettent de calculer facilement la flèche qu'il convient de donner à la coulisse, supposée rectiligne, dans les trois numéros qui précèdent, pour la clarté des figures et la simplicité des raisonnements et des calculs.

La courbure de la coulisse doit avoir pour but de rendre constante la position moyenne du tiroir, quel que soit l'angle de calage α. On peut réaliser pratiquement cette condition, en se proposant de l'obtenir pour les trois calages $+\alpha$, zéro, $-\alpha$.

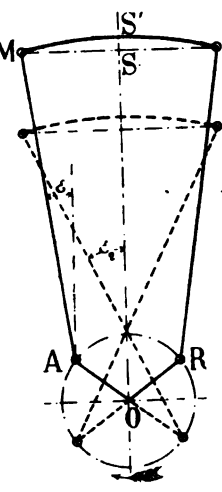


Fig. 73.

Pour les deux angles de calage $+\alpha$ et $-\alpha$, la distance de la position moyenne du tiroir à l'axe O est égale à L. Soit f la flèche SS' au point milieu qui correspond à l'angle de calage zéro ; la distance de la position moyenne à l'axe O devient

$$f + L \frac{\cos \varepsilon_1 + \cos \varepsilon_2}{2}.$$

En égalant cette distance à L, nous obtenons la valeur de la flèche convenant aux bielles ouvertes comme aux bielles croisées.

$$(6) \quad f = L - L \frac{\cos \varepsilon_1 + \cos \varepsilon_2}{2} = L \frac{2 - \cos \varepsilon_1 - \cos \varepsilon_2}{2},$$

L'usage est de donner à la coulisse la forme d'un arc de cercle, décrit du point O comme centre dans la position correspondant au haut de course du tiroir. La valeur de la flèche est ainsi

$$(7) \qquad f = \sqrt{L^2 + r^2 + 2Lr \cos(\alpha - \varepsilon_1)} - L \cos \varepsilon_1 - r \cos \alpha$$

pour les bielles ouvertes

$$(7\ bis) \qquad f = \sqrt{L^2 + r^2 + 2Lr \cos(\alpha + \varepsilon_2)} - L \cos \varepsilon_2 - r \cos \alpha$$

pour les bielles fermées.

Cet usage ne se justifie par aucun motif plausible. Rien n'empêche, en effet, de déterminer la flèche d'après l'équation (6) et de donner ainsi à la coulisse sa forme rationnelle.

La forme courbe de la coulisse ne modifie en rien les tracés et les calculs faits dons les numéros qui précèdent et, en particulier, la détermination des excentriques fictifs, fig. 68.

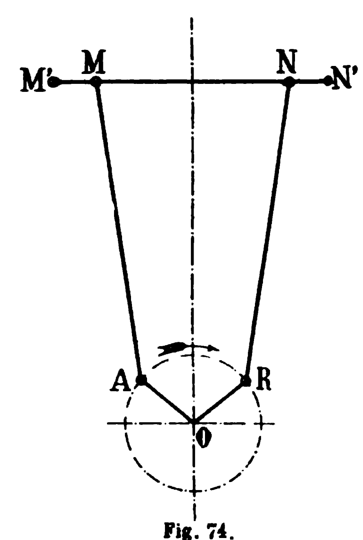


Fig. 74.

Nous avons supposé la longueur de la coulisse égale à la longueur MN qui sépare les pieds des bielles des deux excentriques OA et OR. Rien n'empêche de prolonger la coulisse au delà des points M et N, jusqu'en M', N', et de donner au mouvement de la directrice une amplitude suffisante pour faire conduire le tiroir par les extrémités M' et N'. L'angle de calage de l'excentrique fictif peut devenir ainsi supérieur à celui des excentriques réels. Pour un point de conduite D, situé sur MM' et tel que

$$(8) \qquad \frac{DM}{DN} = k,$$

l'excentrique fictif O*d*, fig. 68, serait la résultante de

$$(9) \qquad OV = r \frac{1}{1-k},$$

$$(9\ bis) \qquad OU = r \frac{k}{1-k}.$$

Cette disposition, en permettant de réduire l'introduction correspondante à l'angle de calage α des excentriques réels, présenterait des avantages évidents, au point de vue des très grandes détentes désirables

à marche réduite. La crainte de fatiguer les organes, en faisant travailler la coulisse à faux et chargeant outre mesure l'excentrique voisin du point conducteur D, empêche de l'appliquer aux machines de grande puissance.

54. — *Dispositions diverses et construction de la coulisse Stephenson.* — Nous n'avons pas à examiner ici les inexactitudes que présenterait l'épure circulaire appliquée à la régulation d'un tiroir conduit par la coulisse Stephenson. Cette étude fera l'objet du n° 66, auquel nous renvoyons, en appelant seulement dès à présent l'attention sur les deux figures 104 et 105, qui font connaître les trajectoires dans l'espace des différents points d'une coulisse, et le mouvement angulaire de cette pièce.

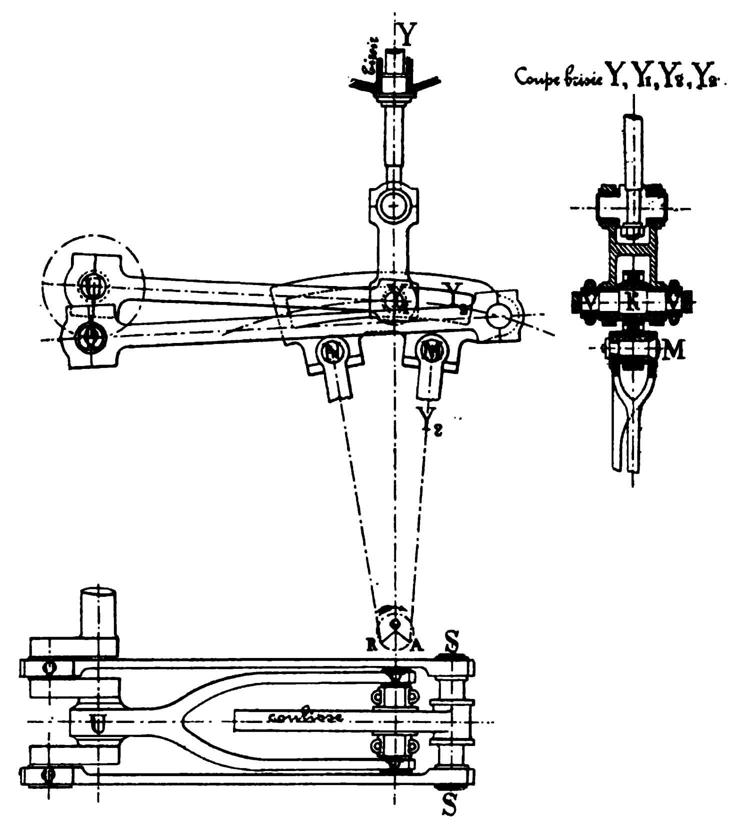


Fig. 75. — *Carnot.*

Tous les points de la coulisse décrivent des orbites fermées, dont la largeur comptée perpendiculairement à la directrice est de plus en plus grande, à mesure qu'on s'éloigne du point de suspension. Il résulte de

là que le pied de la tige du tiroir, assujetti à se mouvoir en ligne droite, doit constamment glisser dans la coulisse, le mouvement relatif étant de plus en plus grand, à mesure qu'on se rapproche des deux extrémités correspondant à la marche à pleine introduction. Il y a par suite, une double condition à satisfaire pour la jonction de la tige et de la coulisse ; il faut que la tige soit solidement guidée et maintenue dans sa direction rectiligne ; il faut de plus, que la réunion des deux pièces se fasse par une rotule laissant libre cours aux déplacements angulaires de la coulisse.

La position exacte ou sensiblement exacte de la rotule dans le prolongement de la tige du tiroir est généralement assurée, comme sur la figure 75, par un levier de guidage UV de grande longueur, qui est le plus souvent placé pour des raisons d'encombrement près de la bielle de relevage, mais qui se distingue facilement de cette dernière, son axe d'oscillation étant fixe dans l'espace ; l'axe d'oscillation de UV est le plus souvent l'arbre de relevage lui-même. Entre la tige et la rotule, se place une bielle courte, dont le mouvement oscillatoire est à peine perceptible. Dans ces conditions, la tige elle-même est suffisamment guidée par son presse-étoupes, mais, par prudence, on lui donne souvent un guide, en dehors du presse-étoupes.

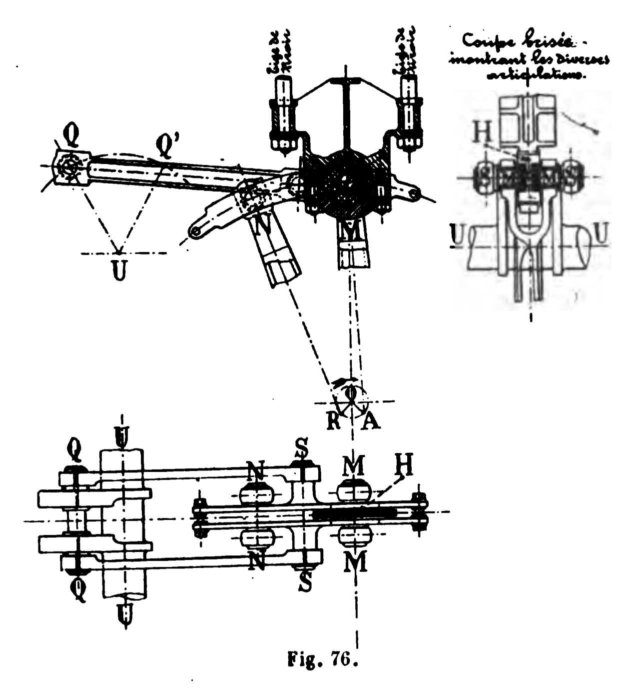


Fig. 76.

Quelquefois les tiges de pistons sont assez courtes et robustes pour se passer de levier de guidage et de bielle courte, comme sur la figure 76.

Ce cas se rencontre surtout quand le tiroir a deux tiges, ou qu'il y a deux tiroirs conjugués ensemble.

La disposition de la rotule dépend du système de construction adopté pour la coulisse elle-même.

La coulisse est évidée ou pleine.

Dans le premier cas, fig. 75, l'extrémité de la tige est à fourche, embrassant la coulisse; la rotule est formée par un simple tourillon K, qui traverse un sabot ou coussinet glissant dans l'évidement de la coulisse.

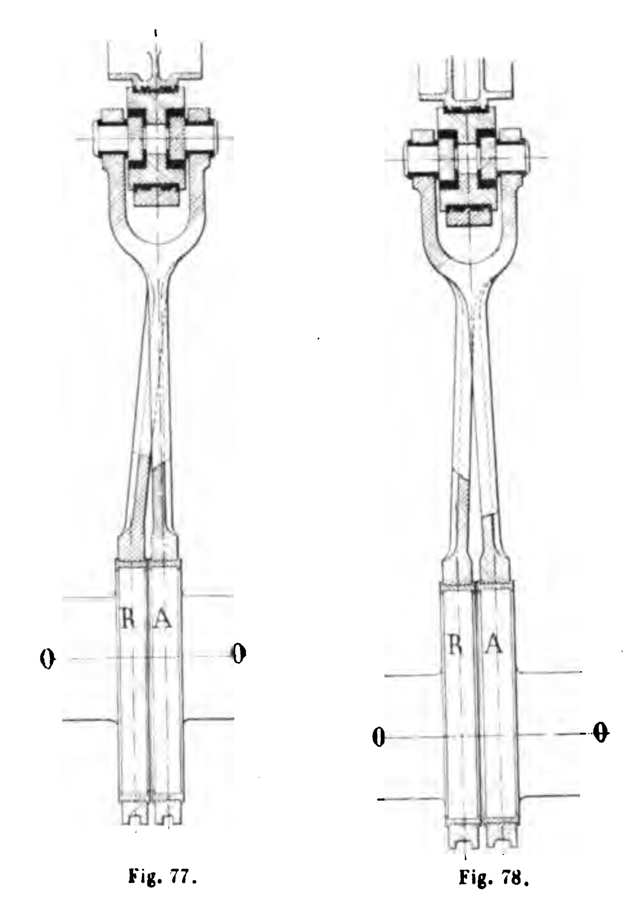


Fig. 77. Fig. 78.

Dans le second cas (fig. 76), la tige se termine par un œil de grand diamètre, avec chapeau et coussinet, embrassant la rotule H. Celle-ci est traversée par la coulisse formée en général de deux barres pleines marquées en noir sur la figure. Dans les très petites machines, on se contente d'une simple barre pleine en donnant une section à queue d'hironde à la rainure de la rotule dans laquelle cette barre glisse.

Les coulisses pleines sont préférées aujourd'hui aux coulisses évidées à cause de la facilité d'exécution.

Les articulations qui relient la coulisse aux barres des deux excentriques et à la bielle de relevage, n'offrent rien de particulier; leur disposition se voit sur les figures 75 et 76.

Il est à remarquer que les deux excentriques OA et OR, chacun avec sa bielle, se trouvent dans deux plans différents perpendiculaires à l'axe O. La coulisse est dans un troisième plan. Il est rationnel de faire coïncider le plan de la coulisse avec celui de l'excentrique OA de la marche AV, en dévoyant la fourche du pied de la barre de l'excentrique OR pour la fixer sur la coulisse, fig. 77. Toutefois, on place quelquefois le plan de la coulisse à mi-distance entre ceux des deux excentriques, comme sur la figure 78, ce qui fait subir une certaine flexion latérale à l'excentrique de la marche N.

55. — *Barre Marshall. Description générale.* — Au lieu de faire varier l'angle de calage α de l'excentrique fictif des tiroirs, en passant d'un excentrique à un autre par le mouvement d'une coulisse, on peut articuler la tige du tiroir en un point fixe d'une bielle réunissant la tête même de deux excentriques, à calage variable. Cette disposition, qui ne comporte que des articulations, sans aucun mouvement de glissement, est facile à réaliser ; il suffit en effet que le calage d'un seul excentrique subisse des variations convenables, celui de l'autre restant fixe. De plus, l'excentrique à calage variable peut être remplacé par un simple balancier commandé par l'excentrique à calage fixe.

Tel est le principe d'une mise en train contemporaine de la coulisse Stephenson, car elle a été construite, en 1843, par M. Solms de Château-Renault, mise en service par la Marine sur l'aviso *le Véloce*, puis réinventée ou du moins introduite définitivement dans les machines marines par M. Marshall de Saint-Peter près Newcastle, et maintenant presqu'aussi répandue sur les navires français que la coulisse Stephenson elle-même.

La mise en train Marshall comporte un excentrique unique OM calé invariablement sur l'arbre à vilebrequins O, fig. 79. Le calage β de cet excentrique par rapport à la manivelle motrice doit convenir à la fois pour la marche AV et la marche AR, en restant le même pour les deux cas ; il ne peut donc être que très voisin de zéro ou de 180°. La barre MN de l'excentrique M, dont le pied N est assujetti à parcourir une certaine directrice N_1N_2, est une pièce robuste, sur laquelle s'articule, en un point E, la tête d'une bielle conduisant le tiroir. La direction de la tige du tiroir est perpendiculaire à la position moyenne de la barre MN.

Les deux sens de la marche et toutes les régulations intermédiaires correspondent aux diverses directions de la ligne $N_1 N_2$, dont les déplacements angulaires ont le même effet, que les mouvements de translation dans la coulisse Stephenson. Ces déplacements angulaires sont faciles à réaliser, parce que N_1N_2 est l'arc de cercle décrit par un balancier NQ,

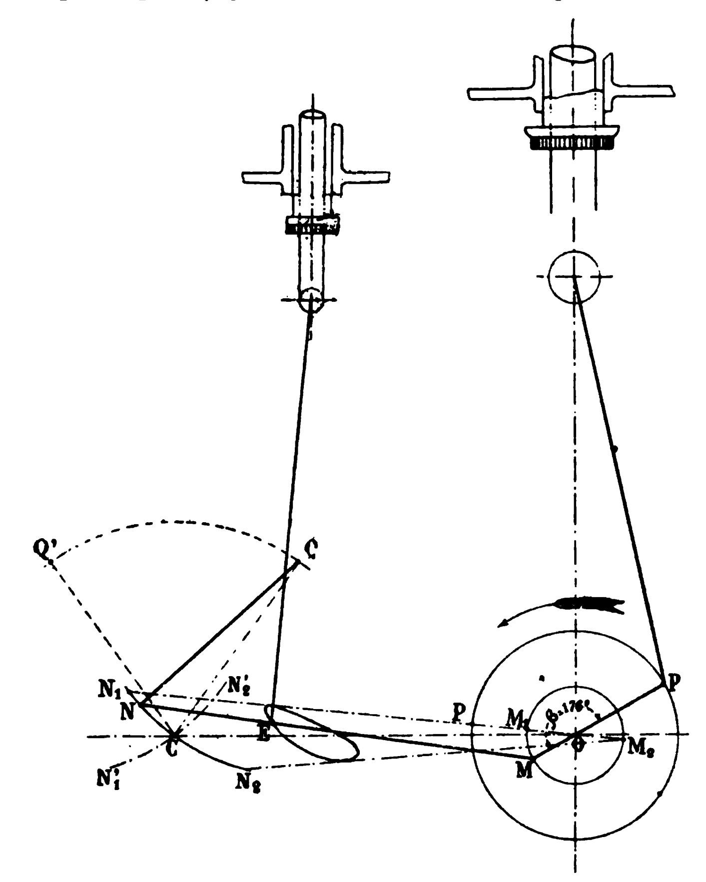


Fig. 79.

dont on peut faire mouvoir le centre d'oscillation Q. On passe de la marche AV à la marche AR, en transportant l'axe Q en Q' par une rotation de l'arbre de relevage C qui a son axe au point d'intersection des diverses positions de la directrice $N_1 N_2$, $N'_1 N'_2$, et dont la manivelle de relevage CQ peut occuper toutes les positions comprises sur la figure 79 entre C Q et C Q'.

56. — *Application de l'épure circulaire à la mise en train Marshall.* — La conception générale de l'appareil n'est pas moins simple, comme on voit, que celle de la coulisse Stephenson. Son fonctionnement peut,

comme celui de la coulisse, être expliqué à l'aide de l'épure circulaire ; mais, bien plus encore que pour la coulisse, l'explication n'est qu'un exposé de principe ; il ne saurait être question d'une épure circulaire propre à déterminer les éléments de la régulation.

Pour arriver tout d'abord à la conception des deux excentriques, remplaçons la directrice $N_1 N_2$, par sa corde 2L, celle-ci, à son tour par sa projection verticale $n_1 n_2$ égale à 2 L tang. ω, fig. 80. La seconde de ces deux

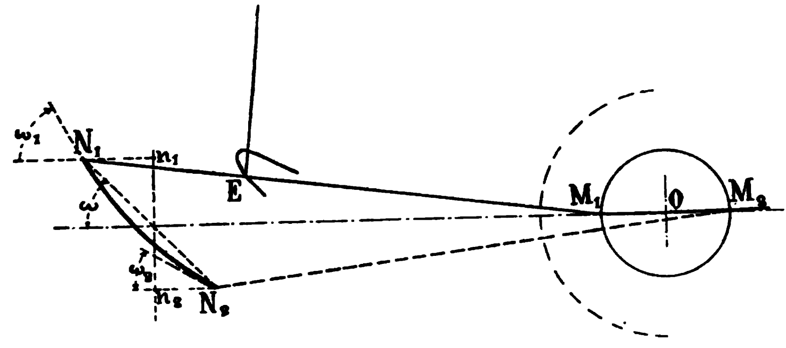


Fig. 80.

substitutions revient à négliger le mouvement de translation horizontal de la bielle MN, lequel n'a que peu d'influence sur le mouvement du tiroir, la bielle du tiroir étant très longue. Le mouvement vertical de la barre M N, seul considéré, se trouve ainsi assimilé à celui qui lui serait donné, fig. 81, par les excentriques O M = R et O N = L tang. ω. Ces deux

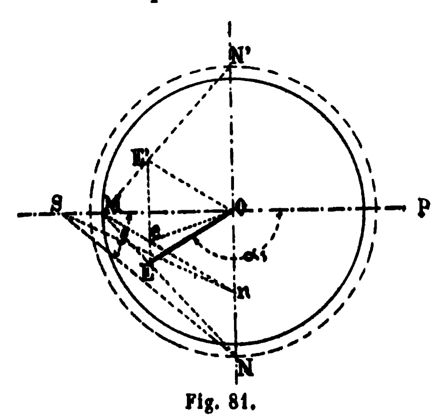


Fig. 81.

excentriques sont calés à 90° l'un de l'autre, quelle que soit, fig. 80, l'orientation de la directrice $N_1 N_2$; le passage de l'un d'eux au point mort, dans le mouvement vertical, correspond en effet au passage de l'autre à mi-course.

L'épure circulaire fait voir comment l'angle de calage α dépend des

rayons des deux excentriques R, L tang. ω, et du rapport des deux bras de la barre M E, E N, de part et d'autre du point E.

Soit O M, l'excentrique de rayon R et de 180° d'angle de calage ; portons en O S la longueur L égale à la demi-corde de la directrice, traçons en S l'angle ω, comme l'indique la figure 81, nous avons, en N, la position de l'excentrique de rayon L tang ω et de direction perpendiculaire à OM. Joignons les deux points M N. D'après ce qui a été établi au n° 51, si nous plaçons, sur la ligne, M N un point E qui la partage en deux parties proportionnelles aux longueurs des deux bras M E et N E de la barre, figure 80, l'excentrique fictif O E est, comme calage et comme course, l'excentrique donnant au tiroir son mouvement. L'angle de calage α, est égal à P O E.

La manœuvre de l'appareil Marshall est facile à suivre sur l'épure circulaire ainsi tracée. La marche en AR s'obtient en renversant le sens de l'angle ω par rapport à O S, elle est donnée par l'excentrique fictif O E'. Toutes les régulations intermédiaires, correspondant aux valeurs de ω comprises dans les angles N O S et N' OS, sont données par des excentriques fictifs tels que O *e* joignant le centre O aux divers points de la corde E E'; en effet, quand l'angle ω est égal à O S *n*, par exemple, et que l'excentrique variable a pour rayon O *n*, le point *e*, qui doit diviser la ligne M*n* en deux parties proportionnelles aux deux bras constants de la barre, c'est-à-dire à M E, E N, tombe évidemment sur la ligne E E'. A mi-suspension, quand ω est égal à zéro, et α égal à 180°, le rayon de l'excentrique fictif est égal à Oε.

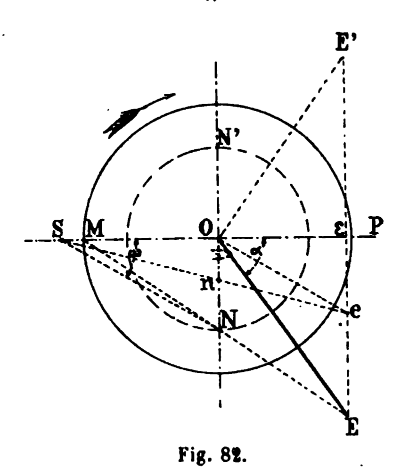


Fig. 82.

Le cas du calage β égal à 180° ou environ, pour l'excentrique unique O M de l'arbre à vilebrequins, correspond à l'angle de calage α obtus, avec manivelle du tiroir en avant de la manivelle du piston ; c'est, d'après

les figures 52 et 53, le cas de l'admission de vapeur par les arêtes extérieures du tiroir. Avec le calage égal à zéro, pour l'excentrique unique, ou à l'angle α aigu, avec manivelle du piston en avant de la manivelle du tiroir, on réalise la régulation qui convient pour l'admission par les arêtes intérieures du tiroir. La figure 81 s'applique également bien aux deux cas, en y donnant au point P la position qui lui convient.

Nous avons supposé que le point E tombait, sur la barre M N, entre les deux points guidés par les excentriques. Suivant une autre disposition, la bielle M N se prolonge au contraire au delà du point N, et porte à son extrémité le bouton de conduite du tiroir. Dans ce cas, l'épure circulaire présente la disposition de la figure 82. L'angle de calage obtus α et l'admission par les arêtes extérieures correspondent au calage β nul de l'excentrique O M par rapport à O P; l'angle de calage aigu α, correspond au calage β de 180° entre O M et O P.

En résumé, l'épure circulaire assimile approximativement la barre de Marshall à une coulisse Stephenson conduite par les deux excentriques O E, O E'.

57. — *Avantages et inconvénients de la barre Marshall. Coulisse de Hackworth et parallélogramme articulé de M. Garnier.* — L'assimilation donnée par l'épure de régulation, entre l'appareil de Marshall et celui de Stephenson, est trop grossière pour qu'il soit permis d'en conclure à leur équivalence au point de vue de la régulation du tiroir. L'épure sinusoïdale, étudiée au n° 68, permet seule des comparaisons assez exactes pour juger de la valeur des deux appareils; cette épure présente, dans le cas de la barre Marshall, la particularité que toutes les courbes, représentant le mouvement du tiroir pour les diverses régulations, se coupent en un même point, qui correspond à la position du tiroir au moment où la barre passe par le point C de la figure 79. Les partisans de la barre Marshall lui attribuent la propriété de permettre des détentes un peu plus prolongées en donnant des régulations moins vicieuses, surtout comme avance. Aux introductions voisines de 0,3, l'avantage, s'il existe, est peu appréciable; il consiste surtout dans la possibilité de choisir, comme position des tiroirs commune à toutes les régulations, celle qui correspond aux passages du piston aux points morts, de sorte que la hauteur d'orifice ouverte en vertu de l'avance est invariable. D'un autre côté, le mouvement du tiroir, avec la barre Marshall, est très sensiblement dissymétrique aux deux extrémités de la course, parce que la directrice courbe $N_1 N_2$, fig. 79, fait avec la ligne O C un angle variable, supérieur à ω en N_1, inférieur à ω en N_2; cet inconvénient est sans gravité au point de vue de la régulation, la valeur de l'accélération du

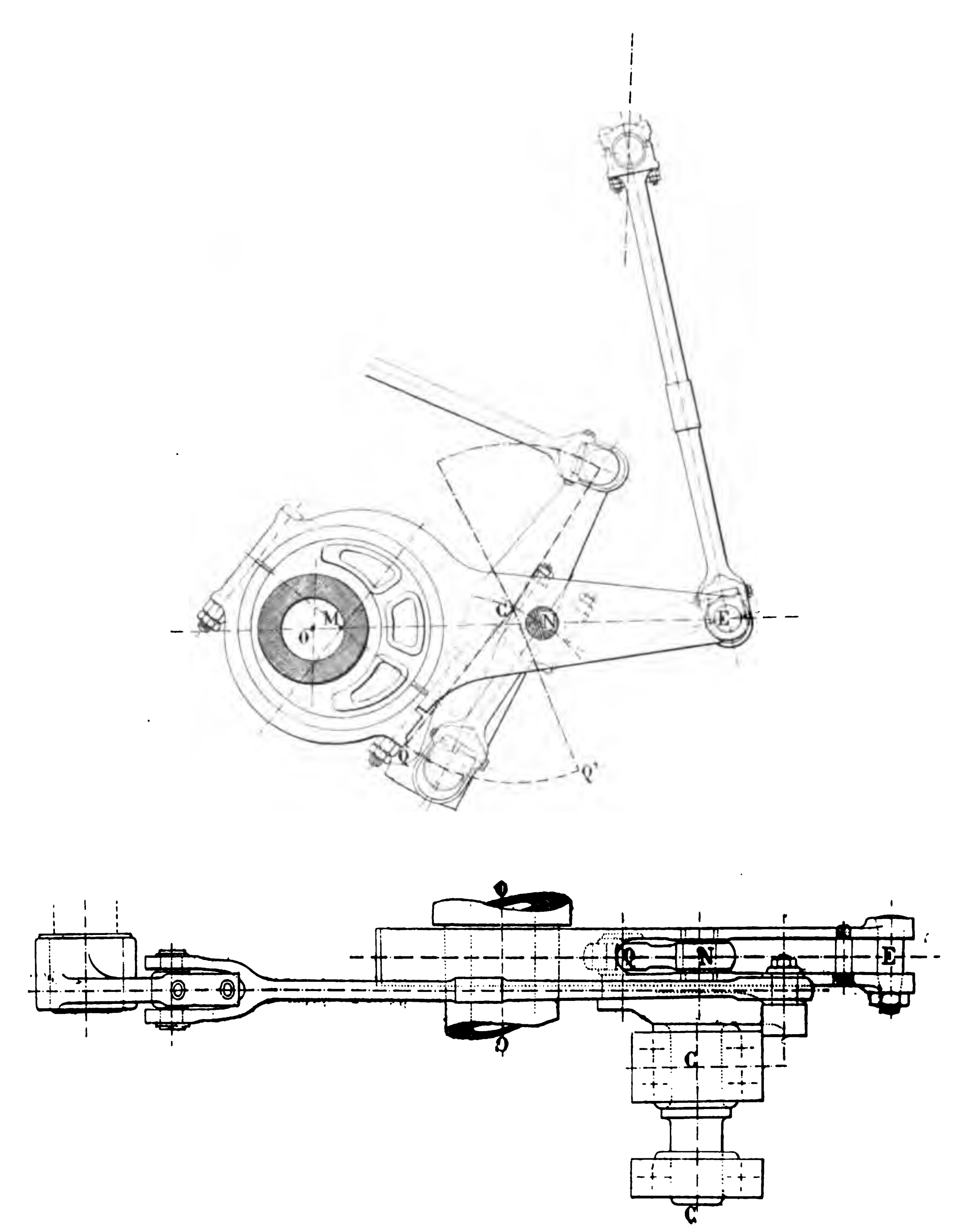


Fig. 83

tiroir n'ayant d'importance qu'au moment de l'admission et de l'évacuation.

La préférence donnée à la coulisse ou à la barre dépend surtout de la disposition générale qui convient le mieux pour la machine. La barre Marshall se prête plus naturellement à conduire les tiroirs placés latéralement au cylindre, figure 79; la coulisse Stephenson est plus simple à installer, quand les tiroirs sont dans le plan diamétral de la machine. Quant au choix à faire pour la position des tiroirs, soit dans l'axe, soit sur le côté, il dépend de considérations très variées sur l'encombrement, la simplicité du tuyautage, la commodité des visites et des démontages, etc.

Pendant très longtemps, les machines verticales à tiroirs latéraux, surtout les machines horizontales à tiroirs au-dessus des cylindres, ont présenté un encombrement beaucoup moindre, dans le sens longitudinal, que les machines à tiroirs placés dans le plan de l'arbre. Cet avantage important tend à disparaître aujourd'hui, avec l'emploi des hautes pressions, qui fait diminuer le diamètre des cylindres, joint à l'adoption des grandes vitesses de rotation, qui oblige à allonger les paliers. Quand on donne aux paliers la longueur qui leur convient, il reste entre les cylindres des vides presque suffisants pour le logement des tiroirs.

Nous ne parlerons pas des difficultés de manœuvre, qui ne présentent rien de sérieux, pour l'une ni l'autre des deux mises en train. L'appareil Marshall, avec son excentrique unique, renferme moins de pièces, mais les pièces sont plus lourdes; son principal avantage est de n'avoir que des articulations, tandis qu'avec la coulisse Stephenson, il faut faire courir la coulisse sur la rotule, qui porte en général le poids de tout le tiroir. Une particularité de la barre de Marshall, très remarquable au point de vue géométrique tout au moins, consiste dans la possibilité de renverser la marche en laissant le tiroir parfaitement immobile, dans le cas particulier où la machine est arrêtée avec l'extrémité N de la barre à mi-course au point C; cette immobilité du tiroir ne se réalise pas dans les autres positions de la barre.

La mise en train Marshall perd, du côté de la fatigue des pièces en marche courante, ce qu'elle peut gagner en facilité pour la manœuvre. Il y a eu dans les premiers temps, et récemment même sur le *Coetlogon*, des déformations et des ruptures, qui ont obligé à renforcer les premiers échantillons; toutefois on est arrivé, aujourd'hui, à une sécurité aussi grande qu'avec la coulisse. La fatigue provient de plusieurs causes. D'abord, la barre M N travaille par flexion et son porte-à-faux est considérable, surtout quand on fait tomber le point E en dehors de M N, fig. 82, pour admettre par les arêtes extérieures avec un angle β égal à

zéro. De plus la forme très aiguë de la courbe décrite dans l'espace par le point E conduit, pour le tiroir à haut de course, à des accélérations angulaires excessives qui augmentent la charge de toutes les pièces.

Le frottement donné par certains modèles de tiroir, et les forces d'inertie dans tous les cas, exigent des échantillons robustes pour tous les appareils de conduite. Cette remarque s'applique également au balancier Joy, qui a donné lieu, sur le *Tage*, à des difficultés provenant de la flexion des pièces.

L'avantage que l'on trouve, sous le rapport de la fatigue, sinon sous celui de la régulation, à rétablir la symétrie dans le mouvement du tiroir aux deux extrémités de course, a conduit à quelques modifications de la mise en train Marshall.

On peut obtenir la symétrie cherchée, en faisant décrire, à l'extrémité N de la barre, une ligne droite au lieu d'un arc de cercle. A cet effet, on remplace le levier de suspension C Q oscillant autour du point C

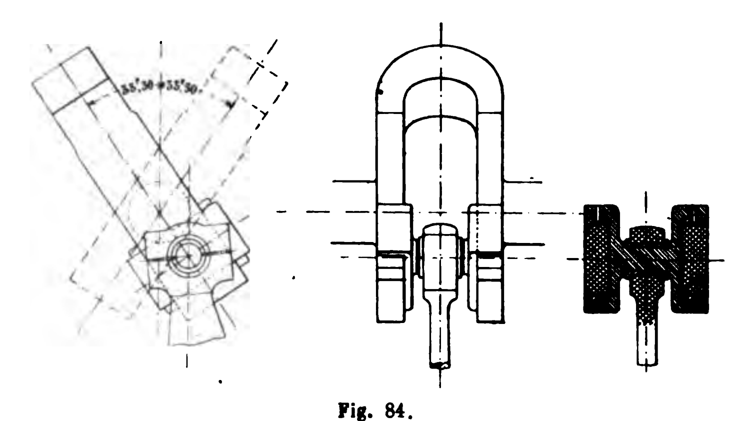


Fig. 84.

par une coulisse rectiligne commandée directement par l'arbre de relevage C, qui lui fait prendre toutes les positions angulaires comprises entre $N_1 N_2$ et $N'_1 N'_2$, fig. 79. Cette disposition, due à M. Hackworth, se rencontre, dans la Marine française à bord du *Charner* et du *Latouche-Tréville*. L'inconvénient est de rétablir, en l'amplifiant, le frottement dans une coulisse, que l'appareil Marshall a pour but de supprimer, et d'exposer à une usure de pièces assez rapide.

Dans la machine du *Tréhouart*, M. Garnier a introduit une solution beaucoup plus élégante, inspirée par l'ancien parallélogramme des machines à balancier de Watt. L'extrémité N de la barre, fig. 85, est articulée au milieu d'un balancier Q R, dont les deux extrémités décrivent des arcs de cercle, de rayons égaux R U et Q V, et de courbure inverse ; par suite, ce point N décrit une ligne très sensiblement droite.

Le renversement de marche s'opère en déplaçant les deux centres d'oscillation U et V, qui sont fixés aux deux extrémités d'un levier oscillant, comme la coulisse Hackworth, sur l'arbre de relevage C. La

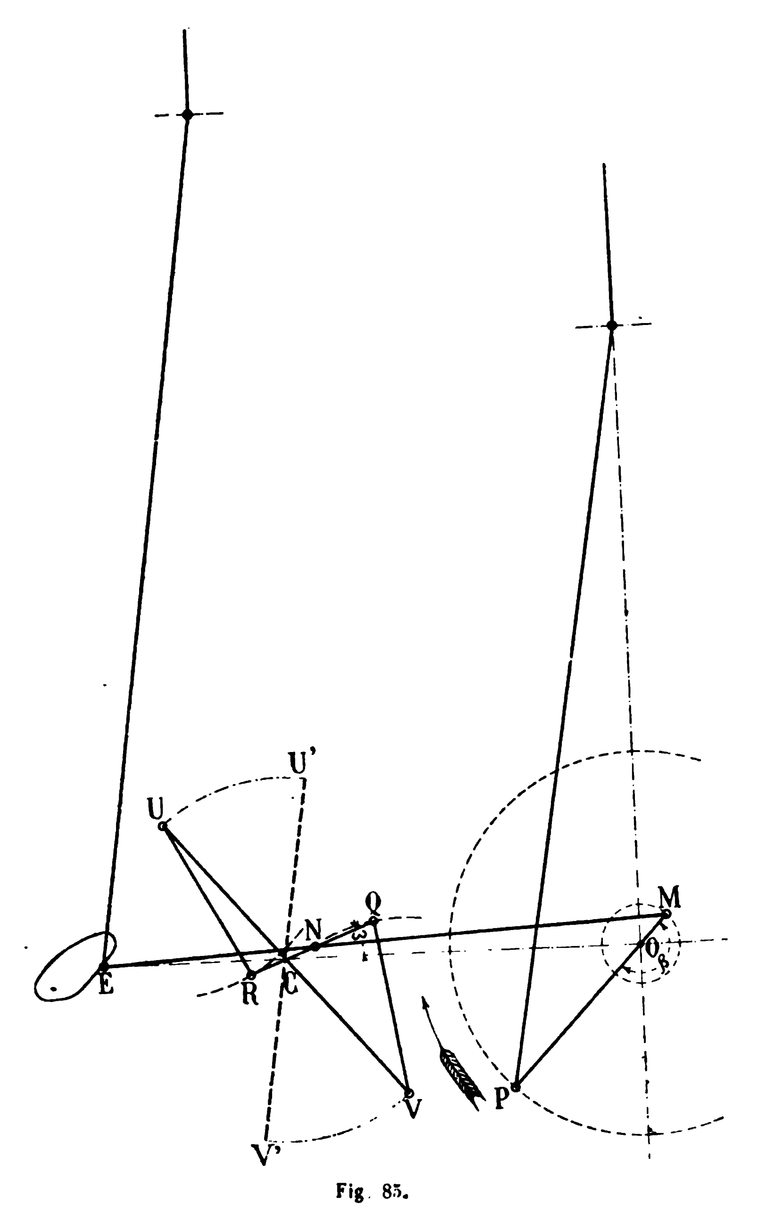


Fig. 85.

figure 85 donne la courbe décrite par le point E, qui présente une symétrie convenable entre ses deux sommets.

La disposition du *Tréhouart* mériterait d'être appliquée d'une manière générale à la barre de Marshall.

58. — *Balancier de M. Joy.* — La mise en train Marshall ne comportant l'emploi que d'un seul excentrique, dont le calage β est nul (à la condition d'adopter l'admission par les arêtes intérieures du tiroir), il est clair que la manivelle du grand piston elle-même, qui répond exactement à cette condition de calage, peut servir d'excentrique. De là une simplification possible, qui est réalisée dans la mise en train Joy (fig. 86).

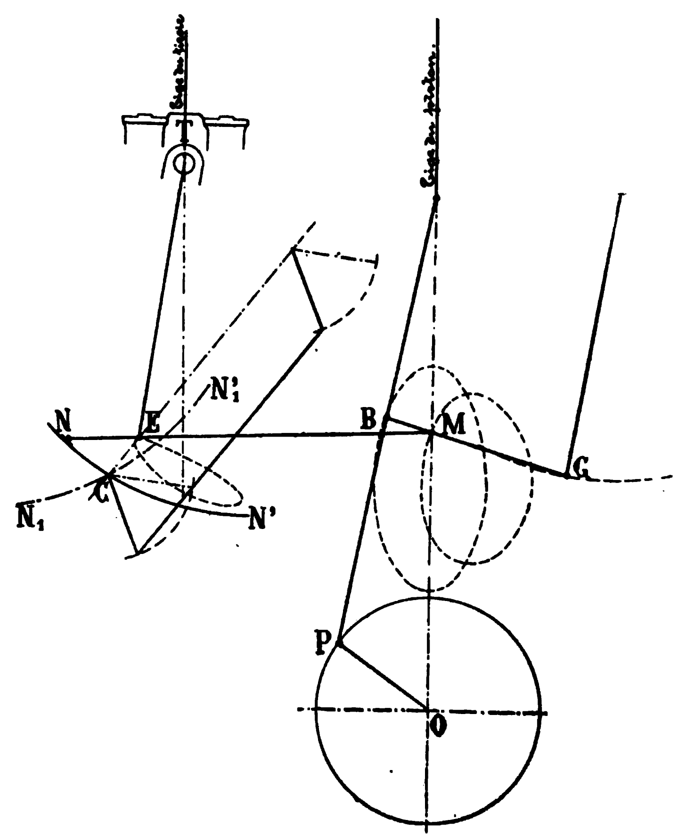


Fig. 86.

Le mouvement moteur est pris, non sur la manivelle, mais sur la bielle, en un certain point B, de telle sorte que son amplitude est beaucoup plus grande en hauteur qu'en largeur. D'après ce qui a été dit du mouvement des deux excentriques fictifs de Marshall, il semblerait que le mouvement en hauteur est seul nécessaire ; en réalité, il faut assurer à l'orbite un diamètre horizontal assez grand, afin d'éviter les arcboutements et les broutements dans l'articulation à bout de course. De

plus, il faut réduire beaucoup l'amplitude du mouvement en hauteur de la bielle. On obtient ce double résultat en suspendant au point B un balancier intermédiaire BG, dont l'autre extrémité G décrit un arc horizontal. Sur ce balancier on choisit le point M, suffisamment rapproché de G pour que son orbite ait le diamètre horizontal voulu. Le mouvement du point M représente exactement celui du bouton d'excentrique de la barre Marshall. Le reste du mécanisme est identique à celui de Marshall; l'épure circulaire rend compte, de la même manière, du renversement de marche et des régulations intermédiaires, en donnant à OM, sur la figure 81, la valeur du demi-diamètre vertical de l'orbite décrite par le point M.

La figure 86 représente le canevas géométrique de la mise en train du *Tage*, complété par celui de la commande de l'arbre de relevage.

La mise en train Joy convient aux tiroirs placés en côté, de même que la mise en train Marshall; elle ne présente d'avantage sur cette dernière, ni comme simplicité, ni comme légèreté, ni même comme sécurité de marche, bien que les excentriques soient des pièces dont on aime à se débarrasser, en général, à cause des dangers d'échauffement.

La mise en train Joy n'a été appliquée en France que sur le *Tage*; il serait peut-être excessif d'accuser le système lui-même des avaries qui se sont produites sur ce navire. La régulation obtenue était convenable, avec une période d'admission de 0,30, comme avec le système Marshall

De nombreuses applications de la mise en train Joy ont été faites en Angleterre, sur les locomotives; elles paraissent avoir donné toute satisfaction.

§ 3. — Représentation, dans l'épure circulaire, des mouvements de deux excentriques indépendants.

59. — *Emploi des appareils de détente variable dans les machines marines.* — Les appareils de détente variable n'ont jamais joui d'une grande faveur dans la marine. Au temps des machines à simple détente, auxquelles la crainte irraisonnée de la compression faisait donner des introductions fixes de 0,7 environ, il semble que les plus simples notions d'économie de vapeur eussent exigé la diminution de l'introduction aux allures réduites. Au fond, les avantages de la détente restaient noyés dans l'effet des causes permanentes de déperdition de vapeur dues aux espaces morts, à l'isolement insuffisant, aux fuites

des pistons et des tiroirs en D, au refroidissement au condenseur, etc. La recherche de la simplicité et le souci d'avoir un appareil de détente à déclancher avant toute manœuvre aidant, on se contentait souvent d'étrangler la vapeur avec le registre, pour marcher avec la moitié ou le quart des feux.

Actuellement les principaux avantages de la détente sont obtenus d'une manière efficace par l'emploi de la détente multiple, le rapport du volume des cylindres B P aux cylindres H P atteignant couramment des valeurs égales à six, et dépassant même sept. De plus, on réduit sans hésiter l'introduction à 0,3 dans le cylindre H P à l'aide de l'appareil de mise en train, ce qui porte à 20 et plus, le rapport Δ exprimant le volume final de vapeur V_e, page 56. Dans ces conditions, la détente par un appareil spécial ne paierait plus sa complication ; aussi la dernière application en remonte à la machine du *Hoche*, dont la mise en train ne permet pas de faire varier l'admission.

Quoiqu'il en soit, l'abandon des admissions inférieures à 0,30 et 0,25 n'étant pas absolument définitif, il convient, sinon de décrire les mécanismes qui les donnent, du moins d'indiquer sommairement le principe de leur fonctionnement. Cet exposé complète utilement l'étude des propriétés géométriques de l'épure circulaire et de ses applications possibles.

Au point de vue du principe, il y a lieu de distinguer deux sortes de tiroirs de détente, ceux qui travaillent sur une glace fixe et ceux qui travaillent sur le dos du tiroir de distribution. La première disposition est plus simple ; la seconde, un peu plus compliquée comme étude géométrique, a, sous le rapport du fonctionnement, l'avantage de réduire presque à rien les espaces morts particuliers à la détente. Les mécanismes de conduite et de manœuvre sont les mêmes dans les deux cas.

Le tiroir de détente n'a qu'une seule fonction à remplir, celle d'ouvrir l'introduction à deux reprises, pendant une révolution complète de la machine, et cela symétriquement, pour deux positions écartées de 180° dans la révolution de son propre excentrique. Par suite, l'introduction peut se faire, soit à l'extrémité de course, comme pour le tiroir de distribution, soit à mi-course. L'admission faite à mi-course, au moment où le tiroir a sa vitesse de translation maximum, a l'avantage d'une plus grande rapidité d'ouverture et de fermeture, donnant lieu à un moindre laminage de la vapeur. Les deux modes d'admission, soit aux points morts, soit à mi-course, s'obtiennent avec des excentriques dont les calages diffèrent de 90°.

Afin de réduire la course, le tiroir de détente et la glace sur laquelle

il glisse sont généralement percés de plusieurs orifices ; tous les orifices ouvrent ou ferment ensemble ; il suffit donc d'étudier ce qui se passe pour un seul d'entre eux. La distinction entre l'admission par les arêtes extérieures et les arêtes intérieures n'a aucun intérêt ; pour un même appareil de détente et une même position du tiroir à mi-course, on a exactement la même régulation avec l'angle de calage α et l'angle de calage $180^\circ - \alpha$.

60. — ***Tiroir de détente travaillant sur une glace fixe. — Cas de l'ouverture à fin de course.*** — Le cas le plus simple, pour l'étude géométrique, est celui où le tiroir de détente travaille sur une glace fixe, dans une boite qui lui est particulière. Nous supposerons d'abord que l'admission se fait aux points morts. Soit β l'angle de calage du tiroir de détente, que nous supposerons obtus, de même que α, sur la figure 87 ; l'angle de la manivelle de détente avec la manivelle du tiroir est $\beta - \alpha$. Pour avoir sur l'épure circulaire, les positions du tiroir de détente correspondant aux diverses phases de la régulation, il suffit de tracer un diamètre $D_a D_A$ faisant avec la verticale l'angle $\beta - \alpha$, mais en sens inverse de la différence des calages β et α, et de projeter, sur ce diamètre, le point mobile qui représente le mouvement de la manivelle du tiroir sur la circonférence de l'épure ; il suffit, à ce sujet, de se reporter à la figure 55 et à ce qui est dit au sujet de la représentation du mouvement du piston à vapeur.

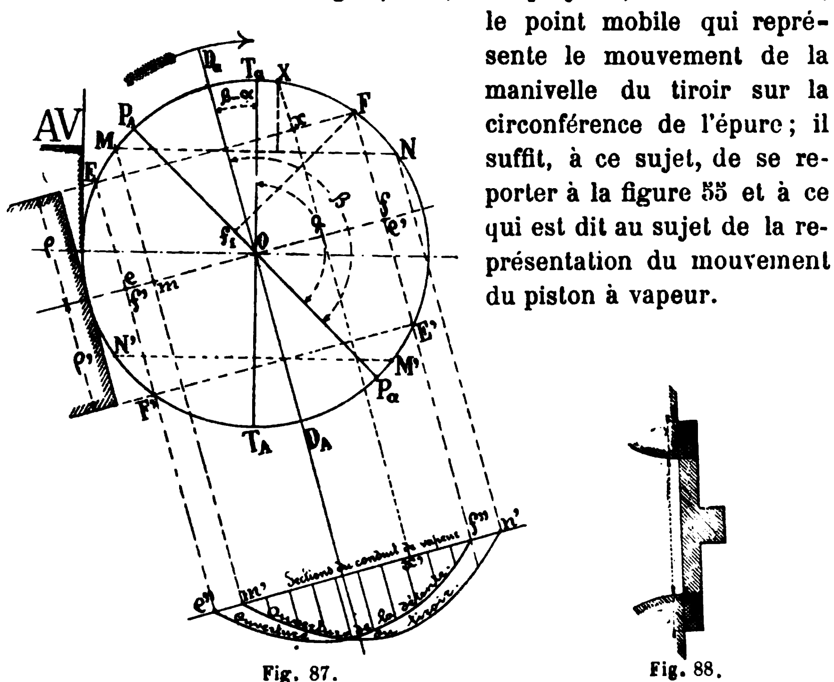


Fig. 87. Fig. 88.

Considérons maintenant le tiroir dans sa position moyenne; prenons les deux recouvrements ρ et ρ', généralement égaux, dont le tiroir doit se déplacer dans un sens ou dans l'autre pour ouvrir à la vapeur; puis,

revenant à la figure 87, traçons un diamètre perpendiculaire à $D_a D_A$ et, de part et d'autre de ce diamètre, deux cordes qui en sont écartées de ρ et de ρ', et qui coupent la circonférence en E F, E' F'. Le passage du point mobile en E et E' marque l'ouverture à la vapeur qui précède l'admission par le tiroir principal, et ne change rien à la régulation de la machine; son passage en F et F' marque la fermeture à la vapeur, qui précède la fermeture au point N par le tiroir de distribution, et qui fait commencer la détente dans le cylindre.

Ainsi la période d'admission, comptée en degrés de la circonférence, se trouve limitée à l'arc P_A F, et, en fraction de course de piston, à P_A f. Si d'un point X de l'arc P_A F on abaisse deux perpendiculaires sur M N et sur E F, la plus courte des deux Xx représente l'ouverture à la vapeur, en supposant les sections, représentées à la même échelle sur la figure, pour la distribution et la détente, et les lumières du cylindre et de la glace de détente assez larges pour ne pas découvrir entièrement. La courbe tracée au bas de la figure représente ces sections portées sur des ordonnées perpendiculaires à E F, avec les largeurs de lumières et les recouvrements indiqués sur la figure.

Il est à noter que les lumières de détente sont largement ouvertes au début de l'admission par le tiroir de distribution ; c'est seulement à la fin de l'admission par le tiroir de détente que se produit le laminage de la vapeur.

La figure 87 fait voir immédiatement quels sont les moyens de diminuer l'admission. Il suffit de diminuer la course du tiroir de détente, ce qui revient, sur les figures 87, 88, à augmenter les deux recouvre-

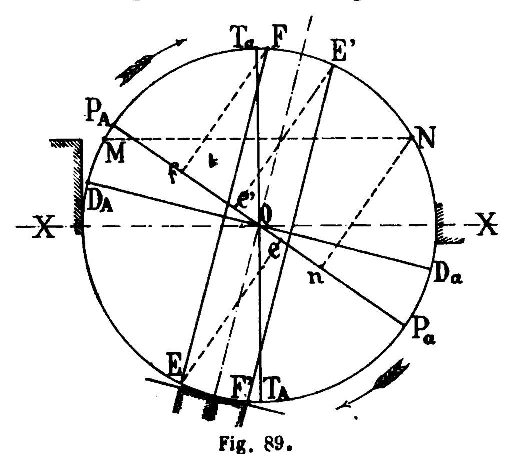


Fig. 89.

ments ρ et ρ'. On peut aussi accroître l'angle β, ou, en d'autres termes, appelant toujours angle de calage l'angle aigu qui est ici 180° — β, diminuer l'angle de calage. La manivelle de détente pourrait même passer de

l'autre côté de la manivelle du piston, fig. 89, ce qui donnerait, sur la figure 87, $\beta > 180$.

Quand on incline beaucoup la ligne O D_a, en relevant d'autant F et E', il faut veiller à ce que le point E' ne vienne pas tomber au-dessus de N. Dans ce cas, en effet, l'admission après avoir été interrompue en F, recommencerait en E', puisqu'en ce point le tiroir de régulation donne encore l'ouverture à la vapeur. Il y a eu des exemples à cette faute de régulation, qui s'est immédiatement révélée par la forme bizarre du diagramme représenté figure 90.

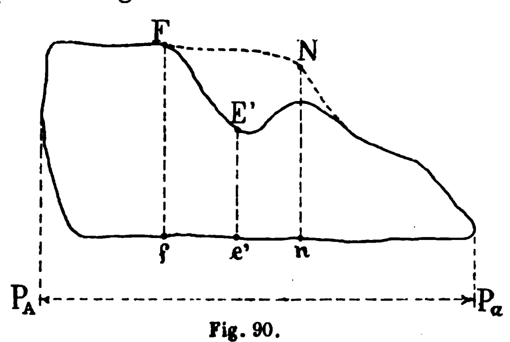


Fig. 90.

61. — ***Cas de l'ouverture à mi-course.*** — Si maintenant nous supposons le tiroir de détente disposé pour ouvrir à mi-course, le diamètre D_a D_A représentant le calage de son excentrique fait, comme nous avons dit, un angle de 90°, avec la position qu'il occupe (fig. 87); en même temps les lignes EE, E'F' qui marquent les ouvertures et les

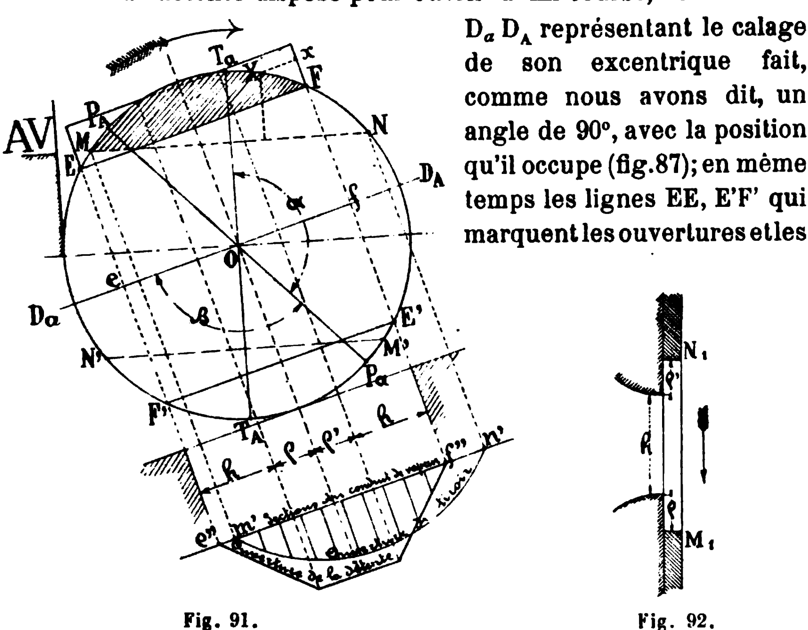


Fig. 91. Fig. 92.

fermetures d'admission tournent également de 90°, et l'on a ainsi la figure 91.

On remarquera, fig. 92, la forme particulière prise dans ce cas par les recouvrements à la détente, qui sont des vides, et non des lèvres de la face glissante du tiroir de détente; ce sont en somme des recouvrements négatifs. L'ouverture à la vapeur a lieu dès que l'arête d'admission M est à $h + \rho$ en avant de la position moyenne M_1, et la fermeture quand l'arête N est à $h+\rho'$ au delà de la position moyenne N_1.

Les sections successives du passage de vapeur ont été représentées sur la figure 91, comme sur la figure 87.

62. — *Tiroir de détente appliqué sur le dos du tiroir de distribution.* — Considérons maintenant le tiroir de détente appliqué sur le dos du tiroir de distribution. Dans ce cas, l'admission se fait nécessairement par les arêtes extérieures *m* et *m'*, du tiroir de distribution; ce tiroir est prolongé à ses deux extrémités par des cloisons, constituant à l'extérieur deux conduits que le tiroir de détente doit ouvrir et fermer alternativement à la vapeur. Ces cloisons doivent se prolonger par des surfaces frottantes assez longues, pour qu'on n'ait jamais d'admission par les nouvelles arêtes extérieures *z*,*z'*, et qu'on ne puisse réaliser ainsi la faute de régulation indiquée sur le diagramme de la figure 90.

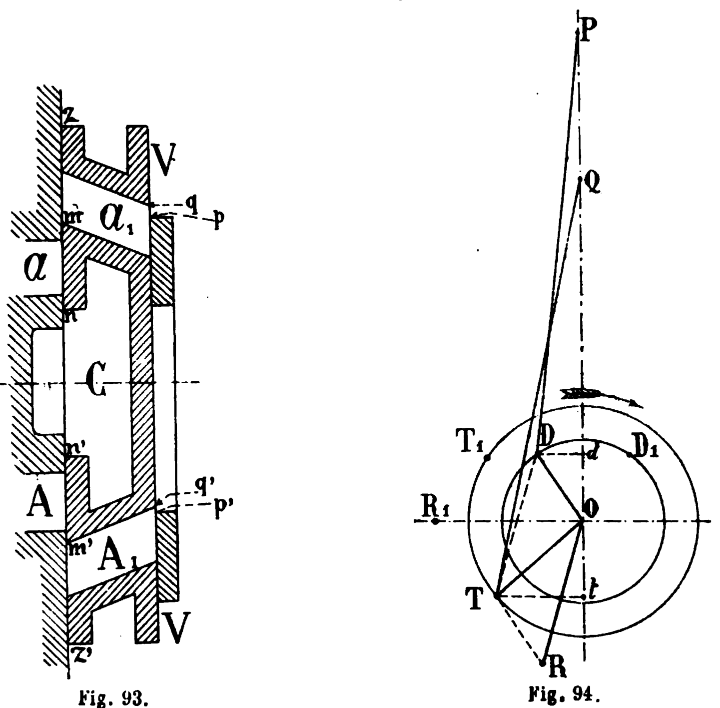


Fig. 93. Fig. 94.

Les phases de la détente variable sont exactement réglées par le mouvement relatif des deux arêtes d'admission *p* et *q* des deux orifices.

Soient O D et O T, fig. 94, les deux excentriques qui conduisent les tiroirs; supposons les bielles infinies, ce qui, du même coup, les rend égales. Le mouvement relatif des deux points P, R, est donné par les changements de valeur de *td*, projection de TD. L'ouverture et la fermeture des lumières d'admission a_1 et A_1 se font donc exactement comme si les arêtes q,q' du tiroir étaient fixes, et si les arêtes pp' de la détente étaient conduites par l'excentrique O, égal et parallèle à chaque instant à la corde TD. On a ainsi, très simplement, par l'introduction de l'excentrique fictif OR, l'application des épures circulaires 87 et 91 au cas dont nous nous occupons.

Pour déterminer les conditions initiales dans le mouvement relatif, la longueur de tige et de bielle de l'excentrique D et les deux recouvrements à la détente, il suffit de dessiner le tiroir de distribution, dans la position qui correspond au passage de son excentrique en T_1, quand l'excentrique fictif est en R_1 à sa position moyenne. Sur le dos du tiroir ainsi placé, fig. 95, on trace le tiroir de détente à sa position relative moyenne, et on relève ensuite les recouvrements ρ et ρ' et les éléments de la construction et de la régulation, la position OD_1 de l'excentrique O D étant connue.

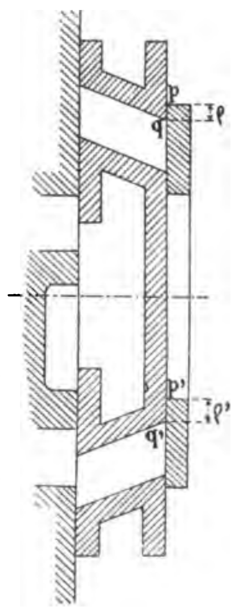


Fig. 95

Si l'on était curieux, au point de vue géométrique, de connaître les positions absolues successives de la ligne PQ, il suffirait de combiner le mouvement relatif des deux points P et Q avec le mouvement absolu de leur point milieu, qui est donné par l'excentrique fictif joignant le centre O, au milieu de la ligne T D. Cette étude serait sans intérêt pour la régulation.

Sur les figures 93 et 95, nous avons supposé que le tiroir de détente admettait à ses points morts. Il pourrait également admettre à mi-course, en ce cas, chacune des deux plaques frottantes qui le composent serait percée d'une lumière ayant la largeur $h + \rho + \rho'$, comme dans le cas du tiroir de détente travaillant sur une glace fixe.

63 — *Détente Meyer.* — Quand on prend la peine d'établir des tiroirs de détente spéciaux, c'est toujours en vue de pouvoir faire varier à volonté l'introduction dans des limites étendues.

Le moyen le plus simple de modifier la détente consiste à faire varier simultanément les deux recouvrements ρ et ρ', en composant le tiroir de

deux plaques indépendantes, et en les montant sur une tige présentant deux filetages de sens inverse, que l'on peut faire tourner à volonté. Telle est la disposition du tiroir de détente Meyer, dont la figure 96 représente l'application à la machine du *Hoche*. Le *Hoche* est le dernier bâtiment de la Marine française qui ait reçu des tiroirs de détente.

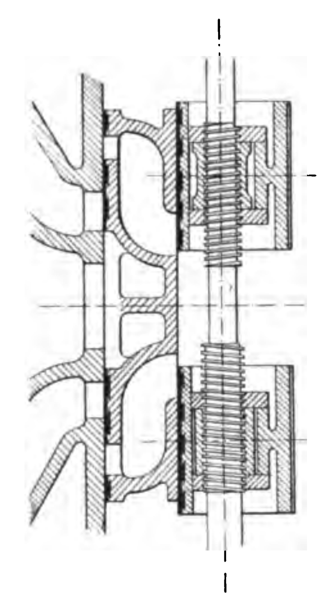


Fig. 96.

Diverses dispositions ont été appliquées autrefois, pour faire varier la détente en modifiant la course du tiroir de détente ; aucune n'est plus en service, du moins sur les navires de guerre.

§ 5. — Inexactitude de l'épure circulaire et corrections possibles. Courbes de régulation exactes.

64. — *Effet de l'obliquité de la bielle. — Correction sur l'épure ordinaire.* — Lorsque le tiroir est bien réellement conduit par un excentrique ou une manivelle, la seule cause d'erreur dans les données fournies par l'épure circulaire consiste dans l'obliquité des bielles. Cette épure assimile en effet le mouvement du piston et du tiroir à celui de la projection, sur la direction de leur tige, du centre du bouton de la manivelle qui les conduit ; elle suppose ainsi que les bielles sont de longueur infinie, par rapport aux manivelles. Cette hypo-

thèse, acceptable en général pour le mouvement du tiroir, ne l'est pas pour celui du piston, dont la manivelle a de trois à six fois la longueur de la manivelle du tiroir.

Soient: r le rayon de la manivelle égal à $\frac{C}{2}$,

b la longueur de la bielle BD,

β l'obliquité de la bielle correspondant à l'inclinaison φ de la manivelle sur la verticale.

La distance y du pied de bielle D à son point mort inférieur se compose de deux parties :

1° La distance z parcourue par la projection de B à partir du point mort, à laquelle nous attribuons le signe — parce qu'elle est comptée de bas en haut;

$$(10) \qquad z = r - r\cos\varphi = \frac{C}{2}\left(1 - \cos\varphi\right)$$

2° La diminution de valeur de la projection de la bielle

$$(11) \qquad e = b - b\cos\beta,$$

qui se retranche de z, et qui est négligée dans l'épure circulaire.

Fig. 97.

La valeur de e est facile à calculer, en vertu de la relation,

$$(12) \qquad \frac{\sin\beta}{\sin\varphi} = \frac{r}{b} = \frac{1}{m},$$

qui donne

$$(13) \qquad e = b\left(1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{b^2}\sin^2\varphi}\right) = \frac{C}{2}\left(m - \sqrt{m^2 - \sin^2\varphi}\right)$$

Le maximum de e, atteint pour $\varphi = 90°$, est

$$(14) \qquad E = b\left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{b}\right)^2}\right] = b\left(1 - \sqrt{1 - \frac{1}{m^2}}\right).$$

En supposant la longueur de la bielle égale à trois fois et demie celle de la manivelle, ce qui est le minimum dans les machines marines, nous trouvons,

$$\frac{E}{b} = 0,0428$$

$$\frac{E}{r} = 0,150$$

La figure 98 représente le mouvement de translation du piston, les valeurs de φ étant prises pour abscisses, dans les deux hypothèses de la bielle infinie et de la bielle égale à 3,5 r. L'écart e est, comme on voit assez notable ; sa valeur a été portée en ordonnée de part et d'autre de la ligne médiane de mi-course.

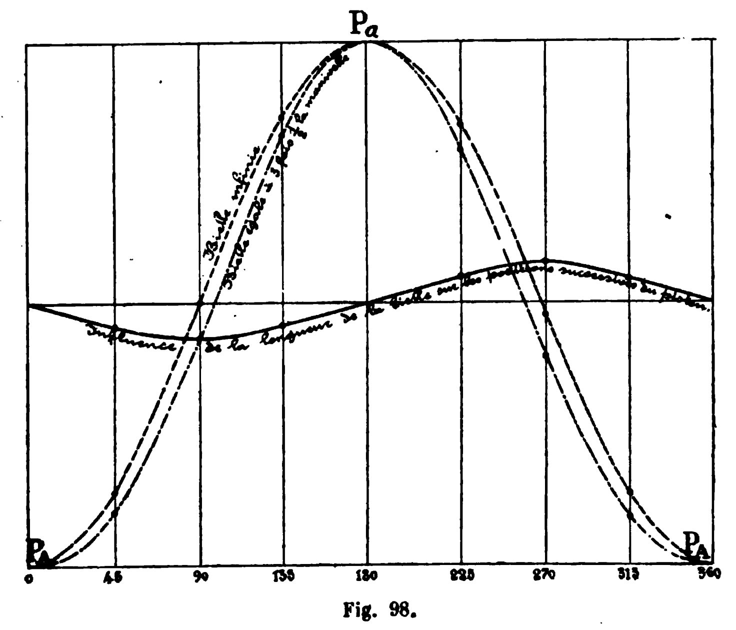


Fig. 98.

La correction à apporter à l'épure circulaire pour tenir compte de l'obliquité de la bielle se fait graphiquement ; elle est très simple et a été usitée, dès les premières applications de cette épure. On projette le point mobile sur le diamètre P_aP_A, non par des droites perpendiculaires,

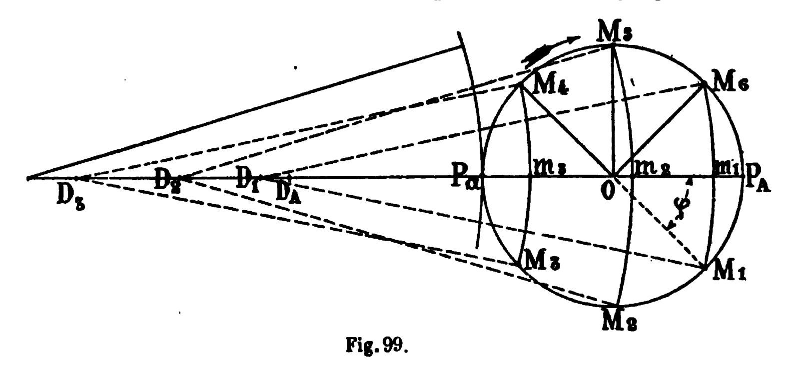


Fig. 99.

mais par des arcs de cercle de rayon b à l'échelle de la figure 99, ayant leur centre sur le diamètre P_aP_A, du côté de P_a. La figure 99 montre en effet qu'au moment du passage successif de la manivelle en M_1, M_2, M_3, etc.,

le pied de bielle et le piston se sont élevés au-dessus du point mort inférieur D_A de longueurs égales à $P_A\ m_1$, $P_A\ m_2$, etc.

Pour projeter le point M sur $P_A\ P_a$ par un arc de cercle au lieu d'une droite, il suffit d'employer une équerre de forme appropriée à cette opération.

65. — *Épures de Zeuner.* — M. Zeuner détermine exactement la position du piston correspondant à chaque valeur de l'angle φ, d'après le théorème suivant :

Soient OT le rayon r de la manivelle, et TD la longueur b de la bielle ; nous portons les deux longueurs bout à bout sur une verticale, comme l'indique la figure 100. Du point O comme centre, nous décrivons deux

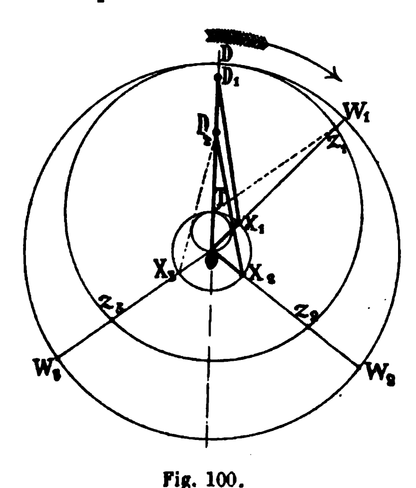


Fig. 100.

circonférences, ayant pour rayons r et $r+b$ et, du point T_A comme centre, une troisième circonférence avec b pour rayon. Soit maintenant OX_1 une position quelconque de la manivelle; prolongeons le rayon OX_1, qui coupe les deux circonférences extérieures en W_1 et Z_1, et traçons la position de la bielle X_1D_1 correspondant à la position de la manivelle considérée. Les deux triangles OTZ_1 et OX_1D_1 sont égaux comme ayant un angle commun et deux côtés égaux, les angles compris entre les côtés égaux étant en même temps aigus ou obtus. Nous avons donc

$$OD_1 = OZ,$$
$$DD_1 = W_1Z_1.$$

Ainsi, quand la manivelle passe par les positions successives X_1, X_2, X_3, etc., les espaces parcourus par le piston, à partir du point mort bas, sont W_1Z_1, W_2Z_2, etc.

On pourrait arriver immédiatement à la conclusion précédente, en

imprimant à toute la machine un mouvement de rotation fictif autour du point O de manière à rendre la manivelle immobile en OT; la bielle aurait alors un mouvement relatif autour du point P_A, dans lequel le point D décrirait la circonférence $Z_1Z_2Z_3$.

Cette détermination du mouvement du piston pourrait servir à corriger l'épure circulaire de Reech, et elle conduirait à une figure un peu différente de la figure 99. M. Zeuner a donné à l'épure une autre forme que celle à laquelle nous sommes accoutumés, en s'appuyant sur un second théorème analogue au premier.

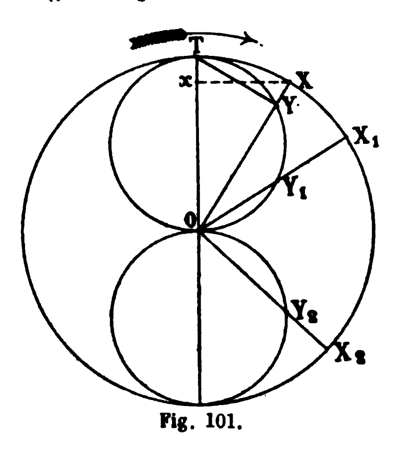


Fig. 101.

Considérons la circonférence décrite par la manivelle du tiroir, et, sur le rayon OT; décrivons une seconde circonférence. Soit X une position quelconque du bouton de manivelle; le rayon OX coupe la petite circonférence au point Y, joignons TY. Projetons de plus le point X sur OT en x; Tx est le chemin parcouru par le tiroir à partir du point mort, la longueur de la bielle étant ici supposée infinie. Les deux triangles OxX et OYT sont égaux, ce qui donne

$$Tx = XY.$$

Avec deux circonférences décrites sur les deux moitiés du diamètre vertical, on peut suivre le mouvement pendant la totalité de la double course.

Si maintenant, du point O comme centre, nous décrivons des circonférences avec les quatre recouvrements, positifs ou négatifs, comme rayons, elles couperont les deux petits cercles en des points qui déterminent toutes les positions de la manivelle correspondant aux phases de la régulation : en M ouverture de l'admission AV, en N fin de l'admission AV, etc. La figure a été tracée, comme la figure 59, en supposant que l'un des recouvrements à l'évacuation est négatif.

En traçant ensuite un diamètre faisant avec $T_a T_A$ l'angle de calage α, et en projetant les points $X_1 X_2$ sur ce diamètre, nous avons les positions du piston correspondant aux diverses positions du tiroir, et par suite les différentes phases de la régulation.

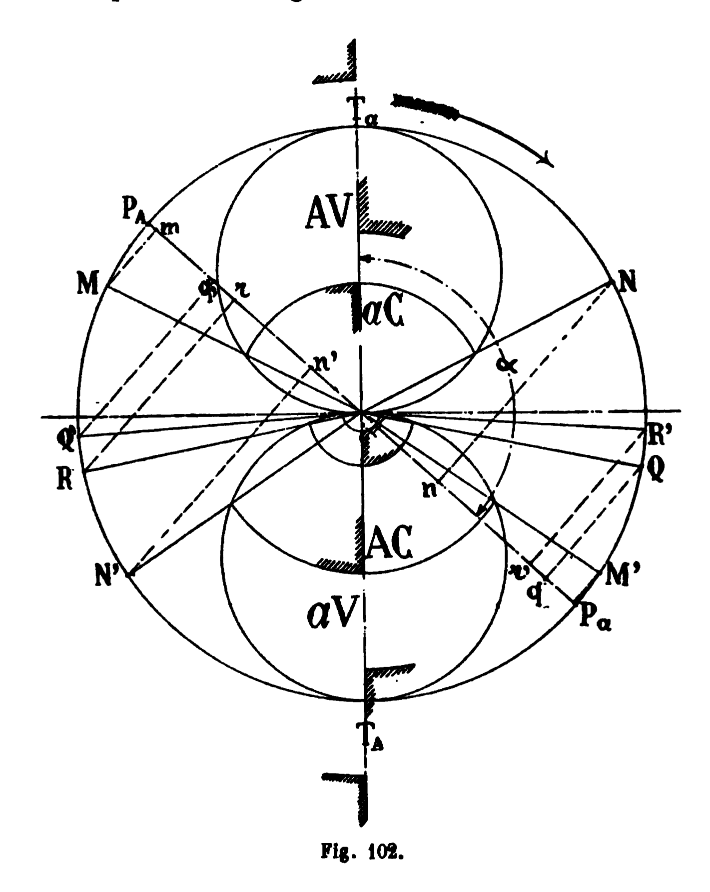


Fig. 102.

Si maintenant nous combinons les deux figures 100 et 102 nous obtenons la figure 103, dans laquelle, au lieu de projeter les points X sur $P_a P_A$, nous avons porté, à partir de D_A les longueurs $D_A D_1$, $D_A D_2$, etc., égales à $W_1 Z_1$, $W_2 Z_2$. Cette figure représente l'épure de Zeuner, avec correction de l'obliquité des bielles.

Il est assez difficile de distinguer les avantages pratiques de l'épure représentée figure 102 sur l'épure circulaire ordinaire ; la complication est plus grande et le voisinage des deux points à joindre ensemble doit rendre incertaine la détermination des phases relatives à l'évacuation. Toutefois, la juste notoriété qui s'attache au nom de M. Zeuner a fait adopter son épure dans diverses contrées.

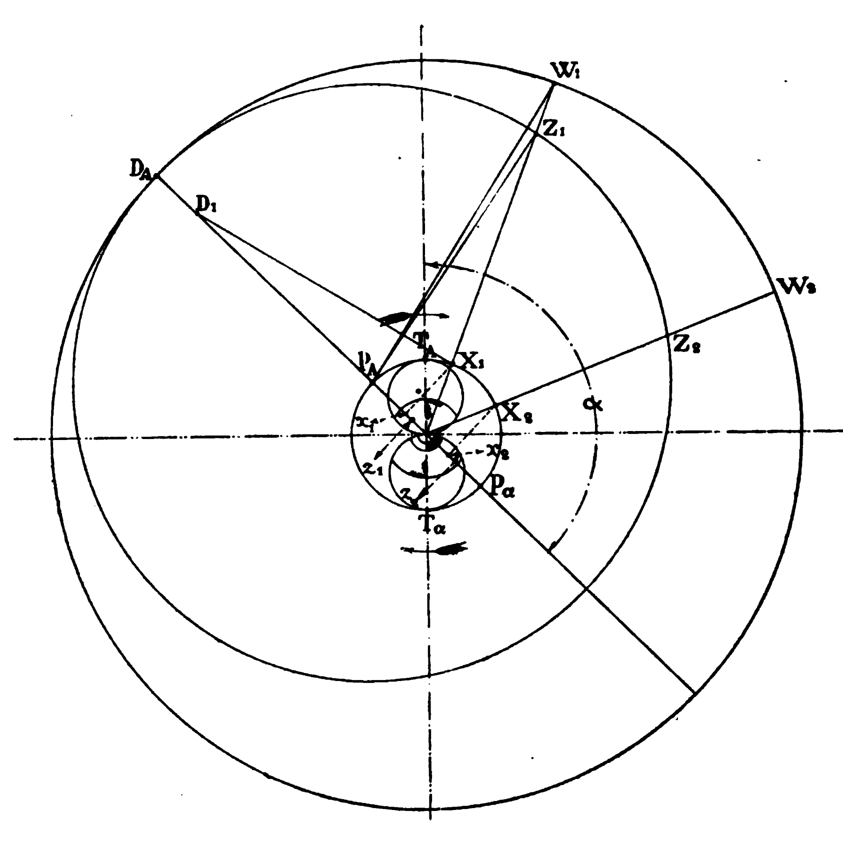


Fig. 103.

66. — *Imperfection de l'épure circulaire appliquée aux excentriques fictifs.* — Dans l'épure circulaire appliquée à la conduite du tiroir par un excentrique simple et réel, l'imperfection porte uniquement sur la manière dont le mouvement du piston à vapeur est représenté. Le cas du tiroir conduit par un excentrique soumis à l'influence d'un second excentrique, et surtout celui du tiroir conduit par un excentrique fictif sont tout différents. Ici, la représentation du mouvement du tiroir lui-même devient inexacte dans l'épure circulaire, et la correction de l'épure est très difficile ou même impossible.

Nous laisserons d'abord de côté le cas des excentriques fictifs, qui ont été imaginés pour faciliter l'intelligence des appareils, non pour permettre de tracer l'épure de leur fonctionnement, et pour lesquels l'inexactitude de cette épure est par suite bien prévue. Nous considérerons la coulisse Stephenson, que nous avons supposée réalisant la conduite, par des excentriques réels, aux calages $+\alpha$ et $-\alpha$, et par des excentriques fictifs, aux calages intermédiaires entre $+\alpha$ et $-\alpha$.

Considérons une coulisse à bielles ouvertes, disposée comme sur la figure 66, en supposant la bielle de suspension à l'extrémité de course et le tiroir T conduit par le point M; supposons que l'arbre O de la machine fasse un tour complet. La coulisse prendra successivement les diverses positions représentées sur la figure 104, et chacun de ses points décrira une orbite de forme compliquée, le point S où s'attache le pied de la bielle de relevage décrivant seul un arc de cercle qui peut être assimilé à une ligne droite.

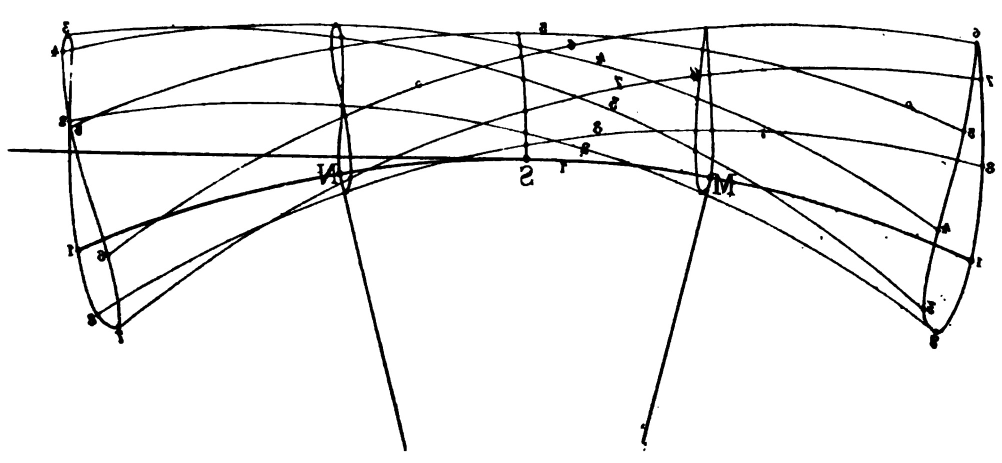


Fig. 104.

En faisant le même tracé pour une coulisse à bielles croisées, nous obtenons la figure 105, sur laquelle les orbites des différents points sont des courbes s'ouvrant de plus en plus dans le sens du petit axe, à mesure

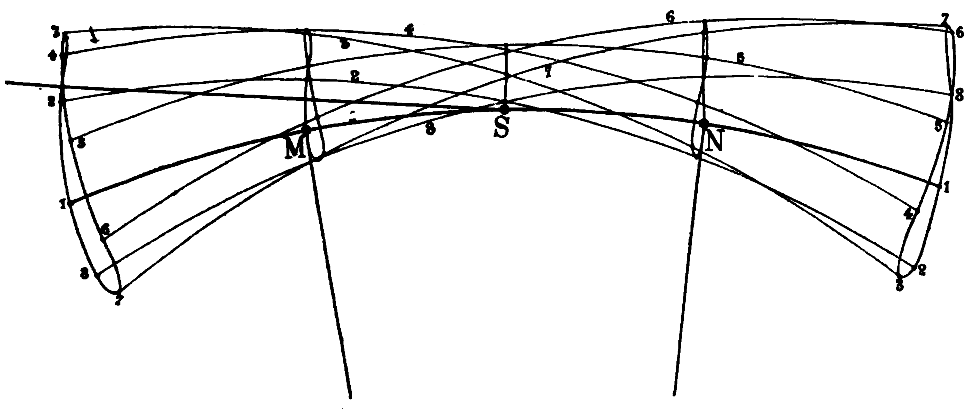


Fig. 105.

qu'on s'éloigne davantage du point de suspension de la bielle QS et

qu'on se rapproche, par conséquent de la conduite directe du tiroir par l'un des deux excentriques réels OA et OR.

Il résulte de là que la tête de la tige du tiroir, assujettie à se mouvoir en ligne droite, est conduite par un point de la coulisse qui change sans cesse. Traçons à grande échelle, figure 106, l'orbite du point M. Lorsque le point M est en M_2, la tige du tiroir est conduite, non par le point M, mais par un point D_2 de la coulisse situé à droite de M ; à ce moment, d'après ce que nous avons vu au n° 48, figure 61, l'angle de calage prévu α_1 a son sinus diminué de la quantité

$$(3\ bis) \qquad \frac{M_2D_2}{l} \sin \alpha_1$$

Fig. 106.

l étant la moitié de la longueur MN de la coulisse, c'est-à-dire la distance du point M au point d'attache S de la bielle de suspension, ce point étant supposé à mi-longueur de la coulisse..

Il est possible d'annuler M_2D_2 pour la marche en avant, en fixant le pied S de la bielle de relevage au point M de la coulisse correspondant à cette marche, comme sur la figure 75; la variation d'angle de calage est alors à peu près doublée pour la marche en arrière.

Les valeurs de M_2D_2 sont toujours assez faibles en pratique, et leur influence sur la régulation peu importante. Il est à noter toutefois que, même aux points extrêmes M et N de la coulisse, avec la suspension habituelle à mi-longueur, le tiroir est conduit par un excentrique fictif. De plus, le calage de cet excentrique fictif est légèrement variable pendant la marche. A la position de stoppage seulement, M_2D_2 est nul ; mais alors interviennent toutes les causes d'erreur négligées au n° 51, qui doivent rendre très fictif l'excentrique au mouvement duquel le déplacement du tiroir est assimilé. Il est évident que l'épure circulaire ne peut pas, dans ces conditions, donner, en valeur absolue, les éléments de la régulation ; elle ne peut pas être utilisée, en particulier, pour le

tracé et l'exécution des pièces, même après correction de l'obliquité de la bielle du piston à vapeur; elle peut seulement servir à comparer entre elles les régulations de machines analogues, comme il a été dit au n° 46. En général, il faut recourir à d'autres méthodes pour obtenir, d'une manière continue, le mouvement relatif du tiroir et du piston.

Le tracé des positions successives de la coulisse, fig. 104-105, quand on le possède, permet d'obtenir exactement la régulation, à la condition de déterminer la position du piston correspondant à chacune des positions de la coulisse. En traçant diverses positions relatives de la direction de l'axe de la tige du tiroir par rapport à la coulisse, comme sur la figure 106, on a même les régulations correspondant à diverses valeurs de α, puisque les déformations des figures 104-105, quand la directrice se déplace sont négligeables. On peut seulement craindre des confusions de points dues à la complication de la figure ; pour les éviter, on avait autrefois, à Indret, l'habitude de supposer fixes les deux manivelles d'excentriques OA et OR et de faire tourner autour d'elles l'ensemble des deux barres, de la coulisse MN et du tiroir; toutes les positions de la coulisse étaient ainsi dégagées les unes des autres. Cette figure, qui est donnée dans le traité de M. de Fréminville, atteignait des dimensions peu commodes qui l'ont fait abandonner. Actuellement, on se contente des figures 104-105. Pour étudier le mouvement relatif des différentes pièces, et particulièrement celui du tiroir, dans toutes les positions de l'arbre de relevage, on s'est pendant longtemps servi très souvent des gabarits des pièces en vraie grandeur ; on les assemblait et on les faisait mouvoir comme dans la machine véritable; on déterminait ainsi, après tâtonnements, la régulation définitive à adopter, par un procédé analogue à celui qui sert à relever exactement la régulation sur la machine construite et qui sera décrite au n° 69. On se contente habituellement aujourd'hui d'une simple étude géométrique à l'aide d'épures à l'échelle du dixième ou du cinquième.

Ce qui vient d'être dit de la coulisse s'applique, *a fortiori*, à la barre Marshall et au balancier Joy. L'épure circulaire est tout à fait inapplicable à ces appareils, même comme première approximation. On trace une épure du mouvement de la tête de bielle conduisant le tiroir, dont la projection représente suffisamment celui du tiroir réel. Quand la régulation ainsi obtenue semble satisfaisante, on construit les pièces, en se réservant le moyen de les modifier après coup. Plus tard, on corrige, à l'aide du mouvement relevé sur place, les premiers résultats de l'épure. On modifie ensuite les pièces jusqu'à ce qu'on ait exactement la régulation cherchée, ainsi que nous le verrons au n° 69.

Les épures que nous allons maintenant considérer, la courbe en œuf

et l'épure sinusoïdale, font connaître la régulation exacte, sans aucune correction, pour la coulisse Stephenson, les barres Marshall, Joy, et tout autre appareil à excentriques conjugués ou à excentrique fictif, aussi bien que pour les tiroirs directement conduits par un excentrique réel.

67.— *Épure en œuf de Reech et Fauveau.* — Quand on possède le relevé exact des positions du tiroir et des positions correspondantes du

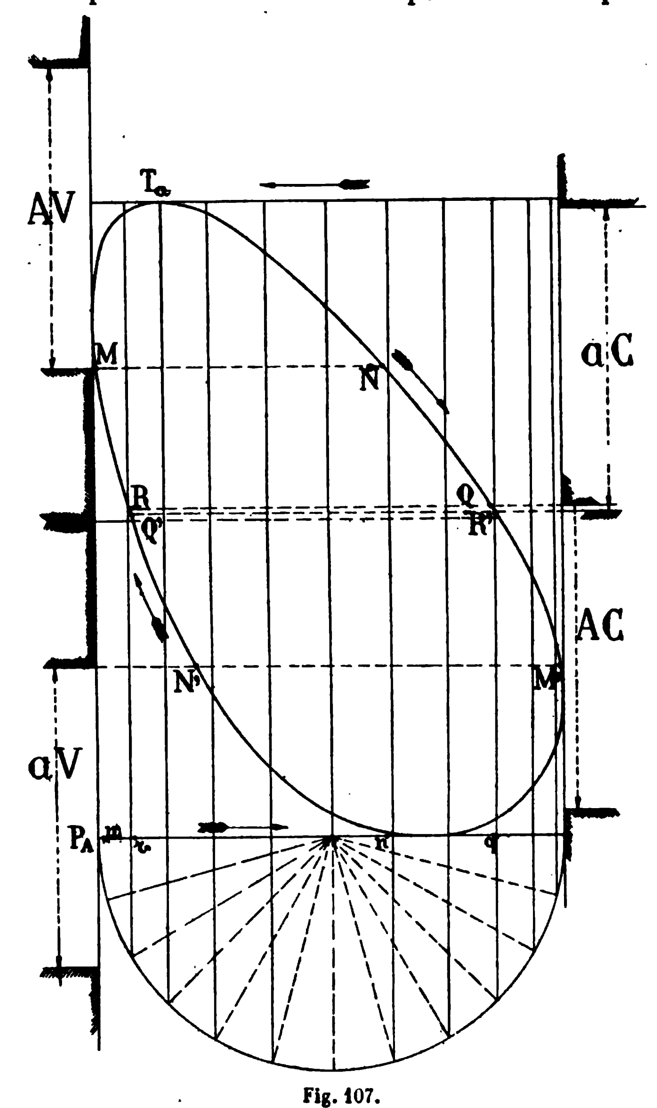


Fig. 107.

piston, on peut représenter par une courbe continue la loi qui les rattache

les unes aux autres; on forme ainsi une véritable épure de régulation, tenant compte du mouvement réel de tous les organes et de l'obliquité de toutes les bielles. La plus ancienne et la plus simple de ces courbes est l'épure en œuf de Reech et Fauveau, qui se trace de la manière suivante.

Sur l'axe des abscisses, à partir de l'origine P_A, on porte les espaces parcourus par le piston à partir de son point mort, et en chaque point on prend pour ordonnée la distance du tiroir à son point mort au même instant. De part et d'autre de l'horizontale médiane, que la courbe obtenue coupe quand le tiroir est à mi-course, on porte les recouvrements à l'admission et à l'évacuation. L'épure se lit exactement comme l'épure circulaire, mais en projetant les points sur l'axe des abscisses pour rapporter les phases de la régulation au mouvement du piston. Il y a admission AV, avance comprise, de M en N, détente de N en Q, évacuation, avance comprise, de Q en R et compression de R en M.

S'il y avait un tiroir de détente variable, on indiquerait son fonctionnement par une seconde courbe, tracée, sur la même figure, comme la courbe du tiroir de distribution.

L'épure en œuf n'est plus employée aujourd'hui. On lui a reproché de ne pas montrer les positions de la manivelle du piston et de ne pouvoir donner les valeurs des phases de la régulation exprimées en angles du mouvement de rotation de la machine.

Pour faire intervenir les angles, au moins approximativement et sans tenir compte de l'obliquité de la bielle, il serait facile de tracer le mouvement de rotation de la manivelle au-dessous de l'axe des abscisses, comme on a fait en pointillé sur la figure 107, en partant des positions du piston sur l'axe des abscisses. On déduirait ainsi, d'une figure exacte quant aux chemins parcourus, des indications sur les arcs correspondants.

68. — *Epure sinusoïdale de Moll et Montéty.* — Cette épure, qui remonte à la construction de la première machine du *Napoléon* par M. Moll et dont l'usage est universel, se trace en prenant pour abscisses les arcs décrits par la manivelle du piston. En chaque point, on porte en ordonnées la hauteur où se trouvent à l'instant correspondant, et par rapport à leur position moyenne représentée par une parallèle à l'axe des abscisses, tous les organes mobiles dont on étudie le mouvement rotatif, piston à vapeur, tiroir de distribution, et tiroir de détente, s'il en existe. On obtient ainsi autant de courbes de forme sinusoïdale qu'il y a d'organes en mouvement; il ne reste, pour compléter l'épure, qu'à porter les hauteurs des divers recouvrements de part et

d'autre de la ligne médiane, que coupe à mi-course chaque tiroir de distribution ou de détente.

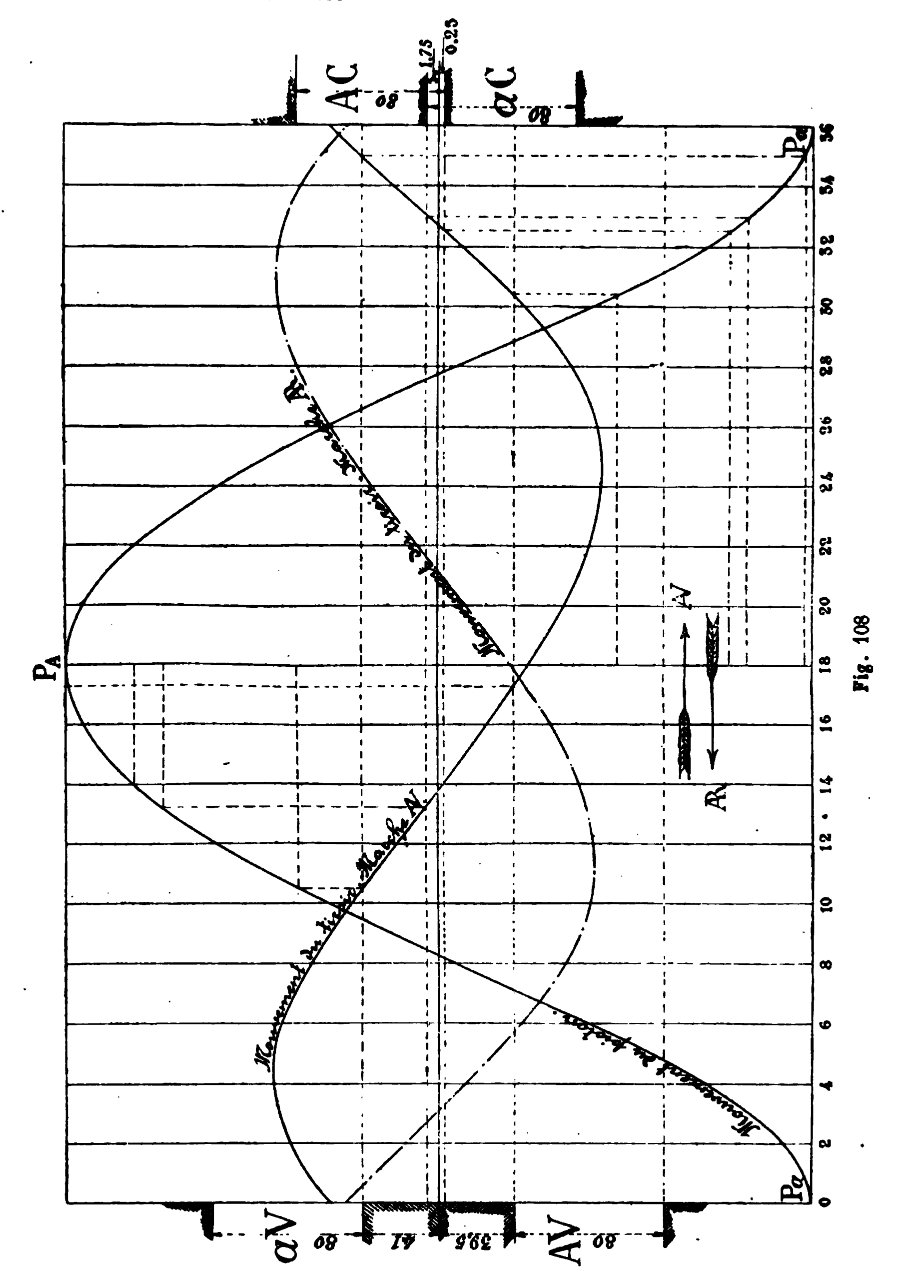


Fig. 108

Les deux figures 108 et 109 correspondant à deux régulations, la pre-

mière avec admission par les arètes extérieures, la seconde avec admission par les arêtes intérieures.

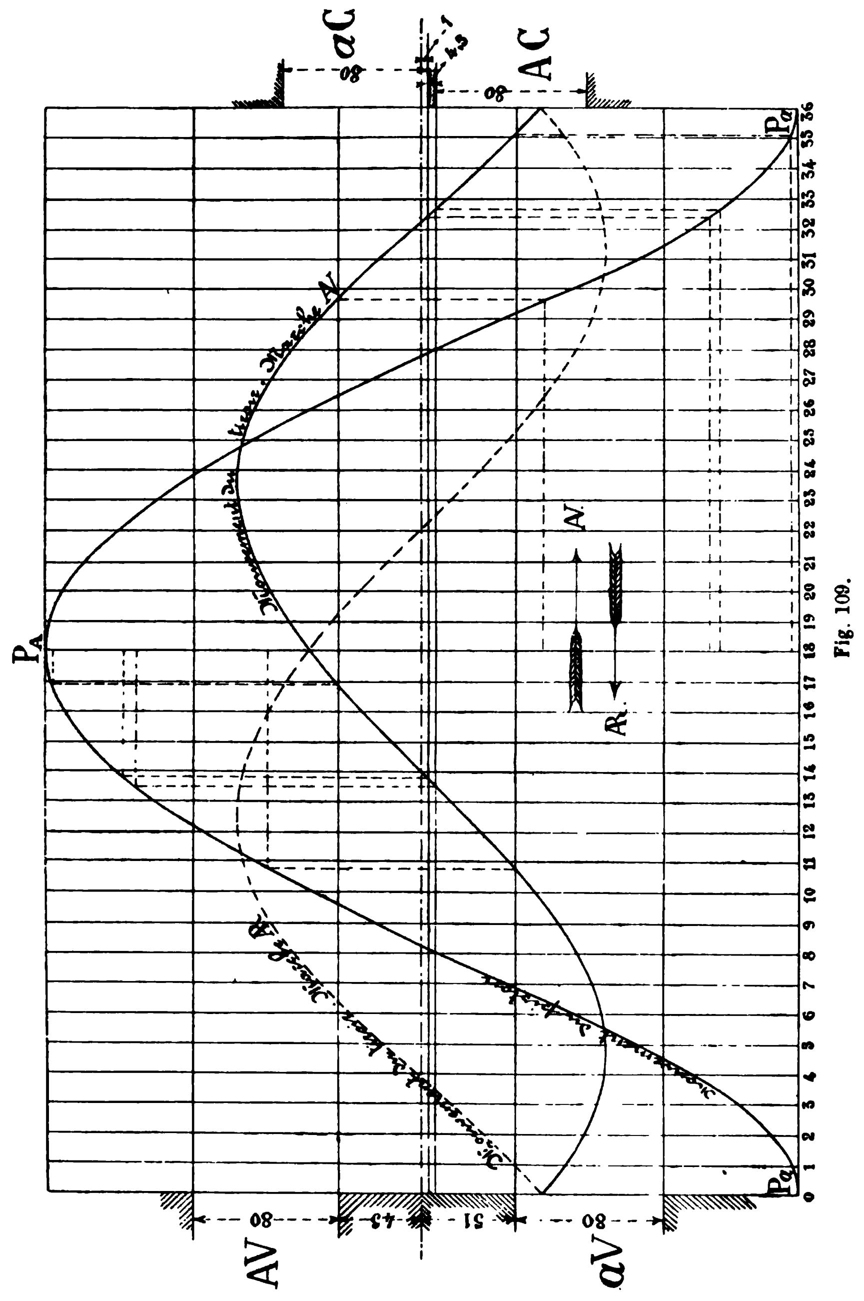


Fig. 109.

Sur ces figures, on lit immédiatement toutes les phases de la régula-

tion mesurées, soit en angles, par les abscisses, soit en fractions de course, par les ordonnées de la courbe du piston, en marchant de gau-

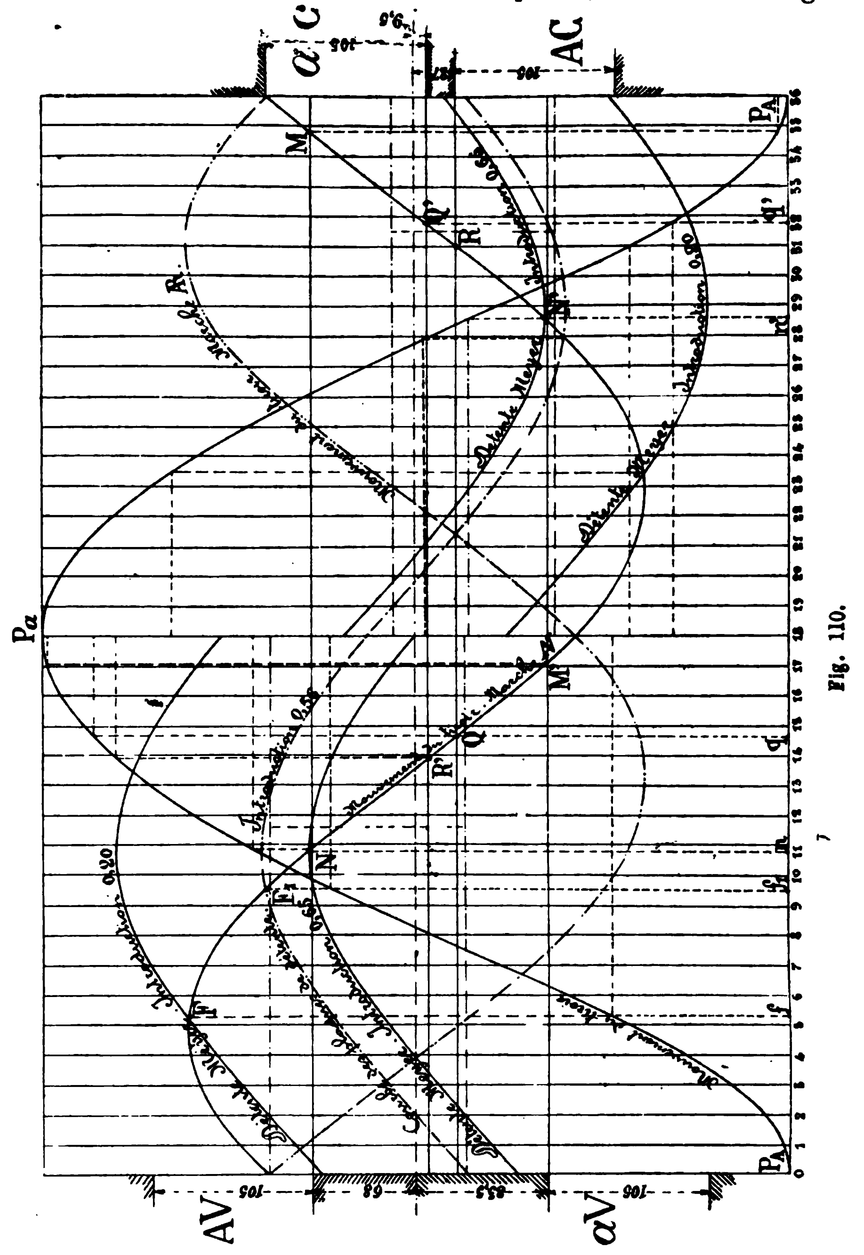


Fig. 110.

che à droite pour la marche en avant, et de droite à gauche pour la marche en arrière.

Nous trouvons ainsi, sur la figure 110 :

De M à P_A . . .	en degrés . . . . en fraction de course.	Avance à l'admission
De P_A à N . . .	en degrés . . . . en fraction de course.	Admission
De N à Q . . .	en degrés . . . . en fraction de course.	Détente
De Q à P_a . . .	en degrés . . . . en fraction de course.	Avance à l'évacuation
De P_a à R . . .	en degrés . . . . en fraction de course.	Evacuation
De R à M . . .	en degrés . . . . en fraction de course.	Compression

La figure 110 relative au *Hoche* donne l'épure avec addition d'un tiroir de détente.

69. — *Épures relevées après exécution. Corrections à la régulation des machines construites.* — L'épure sinusoïdale de régulation se trace deux fois au moins par machine.

La première épure, relative au projet de la machine, s'obtient, comme nous avons vu, à l'aide de tracés géométriques, à grande échelle, parfois même en manœuvrant les gabarits des pièces avant leur exécution.

La seconde épure, beaucoup plus exacte se relève sur la machine elle-même, après son montage, en la faisant tourner à l'aide du vireur, et en s'arrêtant à des stations suffisamment rapprochées. L'opération a été décrite en détail par M. de Montchoisy (1); elle exige, pour être précise, toute l'attention d'un bon praticien; la dilatation en cours de marche n'en n'altère pas sensiblement les résultats, parce qu'elle s'exerce à peu près également sur le tiroir et sur la glace du cylindre.

C'est sur l'épure relevée après exécution, que l'on détermine exactement les modifications à la régulation, dont l'examen des diagrammes d'indicateurs peut révéler l'utilité. Ces modifications ne peuvent porter que sur la grandeur des recouvrements et la valeur de l'angle de calage.

Les recouvrements peuvent être diminués après coup, mais non augmentés, en retaillant les barrettes du tiroir; par suite, il est prudent, lors de la première construction, de leur donner une valeur trop forte, plutôt que trop faible. La diminution des recouvrements à l'admission permet d'augmenter l'avance; elle augmente aussi la période d'admission, mais d'une quantité à peu près insignifiante. La diminution des recouvrements à l'évacuation augmente l'avance à l'évacuation et diminue la compression. La diminution simultanée de tous les recouvrements tend, par un effet combiné, à prévenir l'existence des boucles de tra-

1. Bon de Montchoisy, *Cours pratique et théorique de machines à vapeur*, § 131, 133.

vail négatif à l'admission, fig. 37, et peut tenir ainsi lieu de l'établissement de la petite soupape Normand.

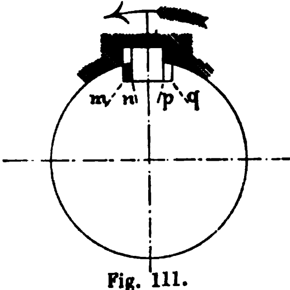


Fig. 111.

Le calage des excentriques peut être modifié, soit dans un sens, soit dans l'autre, en changeant les clavettes qui fixent leur chariot sur l'arbre. Augmentons, en effet, la largeur *np* d'une clavette de la petite quantité *mn* ou *pq*, en pratiquant les agrandissements *mn* dans la rainure de l'arbre, et *pq* dans celle du chariot, le chariot courra sur l'arbre d'un arc égal *mn* ou *pq* dans le sens de la flèche.

On se réserve toujours le moyen de faire varier, après exécution, la longueur des manivelles de l'arbre de relevage, qui portent les bielles de relevage des différentes coulisses. Il est difficile, en effet, d'obtenir, sans retouches, une régulation également bonne, à tous les tiroirs que commande un seul arbre de relevage. Une fois les longueurs de toutes les manivelles réglées par tâtonnement, il est bon, d'ailleurs, que leur changement ne soit pas une opération trop facile, qui puisse se faire à la légère. La figure 112 représente les dispositions adoptées sur le *Galilée*,

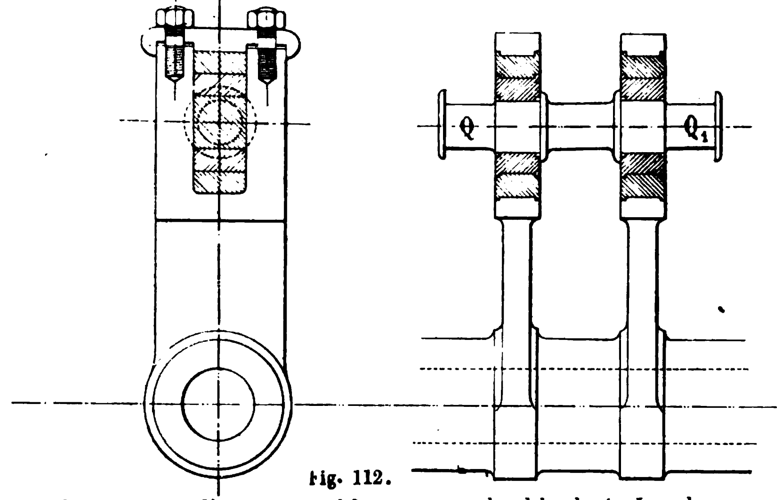


Fig. 112.

qui paraissent remplir convenablement ce double but. Le changement de longueur se fait par un déplacement de quatre cales mobiles, que l'on peut placer à volonté au-dessus ou au-dessous de la soie conductrice ; les manivelles sont doubles et portent deux soies extérieures QQ_1, pour recevoir les doubles bielles de relevage de chaque coulisse, fig. 76. Très souvent, la direction dans laquelle la soie peut se mouvoir dans la manivelle de relevage est oblique; le calage de la manivelle change alors, en même temps que sa longueur.

TABLEAU XIII. — *Eléments de régulation.*

Hoche (mise en train *Dupuy-de-Lôme.*)

Course des pistons	1.000 m/m
Course des tiroirs	300
Rapport de la course du piston à celle du tiroir	3,33
Angle de calage. Marche AV	132°
Angle de calage. Marche AR	132°
Course des plaques de détente	200 m/m
Introductions variables pour les plaques de détente	0,648 à 0,200
Hauteur des orifices	105

RECOUVREMENTS	Cylindre HP	Cylindre BP
AV	+ 68,5 m/m	+ 50 m/m
aV	+ 85	+ 67
AC	+ 27,5	+ 16
aC	— 8,5	— 16,5

Résultats		Cylindre HP. Introduction 0,66			Cylindre BP Introduction 0,716		
		AV — AC	aV — aC	Moyennes	AV — AC	aV — aC	Moyennes
Avance à l'introduction	En fraction de la course du piston	0,008	0,007	0,0075	0,008	0,006	0,007
	En millimètres de l'orifice	26	18	22	24	14,5	19,25
	En degrés et minutes	12°	9°	10°30	12°30	8°30	10°30
Introduction, en fraction de la course du piston		0,615	0,706	0,660	0,679	0,753	0,716
Avance à l'évacuation	En fraction de la course du piston	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
	En degrés et minutes	33°	42°	37°30	42°30	32°30	37°30
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course	En fraction de la course du piston	0,133	0,140	0,1365	0,098	0,098	0,098
	En degrés et minutes	48°30	39°30	44°	42°	32°30	37°15
Ouverture maximum à l'introduction en millimètres de l'orifice		82	66,5	74,2	79,2	62,2	70,7
Ouverture maximum à l'évacuation en millimètres de l'orifice		105	105	105	100	100	100

Détente Meyer	AV	aV	AV	aV	AV	aV	AV	aV	AV	aV	AV	aV
Introductions	0,615	0,706	0,546	0,654	0,440	0,560	0,340	0,460	0,248	0,352	0,160	0,240
Introductions moyennes	0,660		0,600		0,500		0,400		0,300		0,200	
Barrettes de recouvrements	—32	—16,5	—15	—2	11,5	20,6	39	44,1	64,5	65,7	89,5	87,2

Tréhouart (barre Marshall.)

Course des pistons	1.000 m/m
Course des tiroirs	197
Rapport de la course du piston à celle du tiroir	5,07
Angle de calage. Marche AV	53°
Angle de calage. Marche AR	53°
Hauteur des orifices.	80 m/m

RECOUVREMENTS	Cylindre HP	Cylindre BP
AV	+ 45 m/m	+ 42 m/m
aV	+ 51	+ 47
AC	+ 5	+ 6
aC	— 1	+ 1

Résultats	Cylindre HP						Cylindre BP					
	Introduction 0,69			Introduction 0,30			Introduction 0,69			Introduction 0,30		
	AV — AC	aV — aC	Moyennes	AV — AC	aV — aC	Moyennes	AV — AC	aV — aC	Moyennes	AV — AC	aV — aC	Moyennes
Avance à l'introduction — En fraction de la course du piston	0,007	0,009	0,008	0,042	0,039	0,0405	0,008	0,008	0,008	0,040	0,046	0,043
Avance à l'introduction — En millimètres de l'orifice	16	13	14,5	16	13	14,5	15	14	14,5	15	14	14,5
Avance à l'introduction — En degrés et minutes	11°6	9°1	10°35	27°20	21°20	24°20	12°	10°	11°	26°	23°20	24°40
Introduction, en fraction de la course du piston	0,677	0,703	0,69	0,30	0,30	0,30	0,672	0,708	0,69	0,30	0,30	0,30
Avance à l'évacuation — En fraction de la course du piston	0,115	0,096	0,105	0,312	0,292	0,302	0,108	0,093	0,1005	0,314	0,284	0,299
Avance à l'évacuation — En degrés et minutes	35°6	41°1	38°35	62°40	75°20	69°	34°36	40°36	37°36	63°20	72°40	68°
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En fraction de la course du piston	0,107	0,125	0,116	0,310	0,334	0,322	0,112	0,136	0,129	0,336	0,370	0,353
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En degrés et minutes	43°6	37°3	40°45	72°	65°20	68°40	40°36	38°36	42°36	78°40	68°40	73°40
Ouverture maximum à l'introduction en millimètres de l'orifice	53,5	47,5	50,5	21,5	16,5	19	52	47	49,5	20	17	18,5
Ouverture maximum à l'évacuation en millimètres de l'orifice	80	80	80	66,5	68,5	67,5	80	80	80	56	64	60

Suchet (barre Marshall.)

Course des pistons	1.000 m/m
Course des tiroirs	174
Rapport de la course du piston à celle du tiroir	5,74
Angle de calage. Marche AV	183°
Angle de calage. Marche AR	177°
Hauteur des orifices	80 m/m

RECOUVREMENTS

	Cylindre HP	Cylindre BP
AV	+ 89,5 m/m	+ 42 m/m
aV	+ 41	+ 47
AC	— 0,25	+ 6
aC	— 1,75	+ 1

Résultats

	Cylindre HP. Introduction 0,7115			Cylindre BP. Introduction 0,729		
	AV — AC	aV — aC	Moyennes	AV — AC	aV — aC	Moyennes
Avance à l'introduction. En fraction de la course du piston	0,004	0,008	0,006	0,004	0,008	0,006
Avance à l'introduction. En millimètres de l'orifice	8	15	11,5	11	13	12
Avance à l'introduction. En degrés et minutes	8°	9°40	8°50	8°	9°40	8°50
Introduction, en fraction de la course du piston	0,789	0,684	0,7115	0,709	0,749	0,729
Avance à l'évacuation. En fraction de la course du piston	0,098	0,109	0,1035	0,154	0,142	0,148
Avance à l'évacuation. En degrés et minutes	32°40	44°	38°20	41°20	50°40	46°
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course. En fraction de la course du piston	0,100	0,090	0,095	0,046	0,050	0,048
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course. En degrés et minutes	42°20	31°20	36°50	28°40	23°40	26°10
Ouverture maximum à l'introduction en millimètres de l'orifice	47,5	46	46°75	61,5	47,4	54,45
Ouverture maximum à l'évacuation en millimètres de l'orifice	80	80	80	80	80	80

Descartes (barre Marshall.)

Course des pistons	720 m/m
Course des tiroirs	218
Rapport de la course du piston à celle du tiroir	3,80
Angle de calage. Marche AV	137°
Angle de calage. Marche R	137°
Hauteur des orifices. H P =	42 m/m
Hauteur des orifices. B P =	80

RECOUVREMENTS	Cylindre H P	Cylindre B P
AV	+ 56,5 m/m	+ 59 m/m
aV	+ 51	+ 56,5
AC	— 15,5	+ 12,5
aC	— 13,5	+ 15

Résultats	Cylindre HP						Cylindre BP					
	Introduction 0,69			Introduction 0,30			Introduction 0,62			Introduction 0,30		
	AV — AC	aV — aC	Moyennes	AV — AC	aV — aC	Moyennes	AV — AC	aV — aC	Moyennes	AV — AC	aV — aC	Moyennes
Avance à l'introduction — En fraction de la course du piston	0,007	0,019	0,013	0,041	0,083	0,062	0,007	0,021	0,014	0,047	0,057	0,052
Avance à l'introduction — En millimètres de l'orifice	16	22	19	16	22	19	18	23	20,5	18	23	20,5
Avance à l'introduction — En degrés et minutes	10°	14°30	12°15	28°	31°40	29°50	12°20	15°20	13°50	28°20	24°20	26°20
Introduction, en fraction de la course du piston	0,677	0,701	0,689	0,30	0,30	0,30	0,605	0,637	0,621	0,30	0,30	0,30
Avance à l'évacuation — En fraction de la course du piston	0,179	0,141	0,160	0,460	0,434	0,447	0,104	0,060	0,082	0,220	0,196	0,208
Avance à l'évacuation — En degrés et minutes	45°20	50°20	47°50	78°40	90°	84°20	33°20	32°20	32°50	50°20	58°20	54°20
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En fraction de la course du piston	0,066	0,094	0,080	0,252	0,284	0,268	0,207	0,251	0,229	0,466	0,488	0,477
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En degrés et minutes	34°	33°20	33°40	67°40	59°	63°20	59°40	54°40	57°10	93°20	81°20	87°20
Ouverture maximum à l'introduction en millimètres de l'orifice	42	42	42	25,5	30,5	28	67	51,5	59,25	28,5	26,5	27,5
Ouverture maximum à l'évacuation en millimètres de l'orifice	42	42	42	42	42	42	80	80	80	75	68	71,5

Du Chayla (coulisse Stephenson.)

Course des pistons	840 m/m
Course des tiroirs	182
Rapport de la course du piston à celle du tiroir	4,61
Angle de calage. Marche AV	133°30
Angle de calage. Marche R	133°30
Hauteur des orifices	80 m/m

RECOUVREMENTS

	Cylindre H P	Cylindre B P
AV	+ 42 m/m	+ 42 m/m
aV	+ 55	+ 54
AC	— 6	+ 22
aC	— 29	+ 2

Résultats	Cylindre HP — Introduction 0,63 — AV — AC	aV — aC	Moyennes	Cylindre HP — Introduction 0,30 — AV — AC	aV — aC	Moyennes	Cylindre BP — Introduction 0,634 — AV — AC	aV — aC	Moyennes	Cylindre BP — Introduction 0,30 — AV — AC	aV — aC	Moyennes
Avance à l'introduction — En fraction de la course du piston	0,009	0,007	0,008	0,007	0,001	0,004	0,009	0,007	0,008	0,005	0,001	0,003
Avance à l'introduction — En millimètres de l'orifice	17	10	13,5	6	5	5,5	17	11	14	5	3	4
Avance à l'introduction — En degrés et minutes	13°20	8°40	11°	10°	3°20	6°40	13°	9°	11°	9°	6°20	7°40
Introduction, en fraction de la course du piston	0,595	0,665	0,630	0,30	0,30	0,30	0,594	0,670	0,632	0,315	0,285	0,300
Avance à l'évacuation — En fraction de la course du piston	0,215	0,198	0,2065	0,382	0,388	0,385	0,095	0,089	0,092	0,176	0,164	0,170
Avance à l'évacuation — En degrés et minutes	49°40	60°	54°50	69°40	85°	77°20	32°20	40°	36°10	45°	54°20	49°40
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En fraction de la course du piston	0,078	0,070	0,074	0,135	0,133	0,134	0.171	0,195	0,183	0,324	0,350	0,337
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En degrés et minutes	37°20	27°20	32°20	48°	38°20	43°10	55°20	47°	51°10	77°	66°20	71°40
Ouverture maximum à l'introduction en millimètres de l'orifice	49,5	36,5	43	15	9	12	49,5	37,5	43,5	14	10	12
Ouverture maximum à l'évacuation en millimètres de l'orifice	80	80	80	63	80	71,5	69,5	80	74,75	34	61	47,5

Dupuy-de-Lôme (Machines latérales, barre Marshall.)

Course des pistons	1.000 m/m
Course des tiroirs	296,5
Rapport de la course du piston à celle du tiroir	3,37
Angle de calage. Marche AV	50°
Angle de calage. Marche AR	50°
Hauteur des orifices. A =	85 m/m
Hauteur des orifices. a =	90

RECOUVREMENTS	Cylindre HP
AV	+ 72 m/m
aV	+ 80
AC	− 11
aC	− 6

Résultats	Cylindre HP — Introduction 0,65 — AV — AC	Introduction 0,65 — aV — aC	Introduction 0,65 — Moyennes	Introduction 0,50 — AV — AC	Introduction 0,50 — aV — aC	Introduction 0,50 — Moyennes	Introduction 0,32 — AV — AC	Introduction 0,32 — aV — aC	Introduction 0,32 — Moyennes
Avance à l'introduction. En fraction de la course du piston.	0,001	0,019	0,010	0,008	0,035	0,019	0,012	0.080	0,046
Avance à l'introduction. En millimètres de l'orifice	7	24	15,5	7	24	15,5	7	24	15,5
Avance à l'introduction. En degrés et minutes.	3°40	9°40	6°40	4°	12°40	8°20	20°	8°20	14°10
Introduction, en fraction de la course du piston	0,688	0,611	0,650	0,510	0,490	0,500	0,320	0,320	0,320
Avance à l'évacuation. En fraction de la course du piston.	0,153	0,129	0,141	0,235	0,185	0,210	0,360	0,326	0,343
Avance à l'évacuation. En degrés et minutes.	27°40	31°20	29°30	34°30	37°40	36°05	44°40	51°	47°50
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course. En fraction de la course du piston.	0,087	0,101	0,094	0,182	0,190	0,186	0,246	0,306	0,276
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course. En degrés et minutes.	25°30	24°20	24°55	37°40	30°40	34°10	40°20	44°	42°10
Ouverture maximum à l'introduction en millimètres de l'orifice.	76°5	68	72,25	45	54	49,5	15	40	32,5
Ouverture maximum à l'évacuation en millimètres de l'orifice.	85	90	87,5	85	90	87,5	85	90	87,5

Touraine (coulisse Stephenson.)

Course des pistons		1 660 m/m
Course des tiroirs		300
Rapport de la course du piston à celle du tiroir		5,53
Angle de calage	Marche AV HP =	53°
	Marche AV BP =	130°
	Marche AR HP =	53°
	Marche AR BP =	130°
Hauteur des orifices.	HP =	130 m/m
	BP =	145

RECOUVREMENTS	Cylindre H P	Cylindre B P
AV	+ 76,5 m/m	+ 59 m/m
aV	+ 67	+ 68,5
AC	+ 21,5	+ 5
aC	+ 21,5	+ 19

Résultats		Cylindre HP. Introduction 0,70			Cylindre BP. Introduction 0,70		
		AV — AC	aV — aC	Moyennes	AV — AC	aV — aC	Moyennes
Avance à l'introduction	En fraction de la course du piston	0,006	0,006	0,006	0,015	0,025	0,020
	En millimètres de l'orifice	18	19	18,5	32,15	28,05	30,5
	En degrés et minutes	9°	8°	8°30	16°	15°30	15°45
Introduction, en fraction de la course du piston		0,645	0,755	0,700	0,650	0,750	0,700
Avance à l'évacuation	En fraction de la course du piston	0,070	0,052	0,061	0,155	0,125	0,140
	En degrés et minutes	27°	32°	29°30	42°	46°30	44°15
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course	En fraction de la course du piston	0,130	0,170	0,150	0,080	0,090	0,085
	En degrés et minutes	40°	44°	46°	25°	20°	22°30
Ouverture maximum à l'introduction en millimètres de l'orifice		75	84,5	79.75	91	81,5	86,25
Ouverture maximum à l'évacuation en millimètres de l'orifice		130	130	130	145	145	145

Galilée (coulisse Stephenson.)

Course des pistons	600 m/m
Course des tiroirs	169
Rapport de la course du piston à celle du tiroir	3.55
Angle de calage. Marche AV	131°
Angle de calage. Marche AR	131°
Hauteur des orifices	70 m/m

RECOUVREMENTS	Cylindre HP	Cylindre BP
AV	+ 38 m/m	+ 35 m/m 5
aV	+ 50	+ 47
AC	— 2	+ 35
aC	— 26	+ 10

Résultats	CYLINDRE HP											
	Introduction 0,65			Introduction 0,55			Introduction 0,37			Introduction 0,30		
	AV — AC	aV — aC	Moyennes	AV — AC	aV — aC	Moyennes	AV — AC	aV — aC	Moyennes	AV — AC	aV — aC	Moyennes
Avance à l'introduction — En fraction de la course du piston	0,007	0,006	0,0065	0,004	0,002	0,003	0,001	0,0008	0,0008	0,001	0,000	0,0005
Avance à l'introduction — En millimètres de l'orifice	13	8	10,5	7,5	4,5	6	4	1	2,5	2	0	1
Avance à l'introduction — En degrés et minutes	11°	8°	9°30	8°20	5°20	6°50	4°40	1°20	3°	2°40	0°	1,20
Introduction, en fraction de la course du piston	0,614	0,686	0,650	0,520	0,580	0,550	0,360	0,380	0,370	0,284	0,316	0,300
Avance à l'évacuation — En fraction de la course du piston	0,185	0,181	0,183	0,231	0,225	0,228	0,314	0,326	0,320	0,353	0,383	0,368
Avance à l'évacuation — En degrés et minutes	46°	57°	51°30	52°	74°	63°	61°	87°20	74°10	66°	84°	75°

Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En fraction de la course du piston	0,077	0,065	0,071	0,092	0,076	0,084	0,128	0,102	0,115	0,156	0,116	0,136
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En degrés et minutes	37°	26°40	31°50	41°	29°	35°	57°40	33°40	45°40	62°40	36°	49°20
Ouverture maximum à l'introduction en millimètres de l'orifice	46,5	34,5	40,5	31	22	26,5	16	9	12,5	12	6	9
Ouverture maximum à l'évacuation en millimètres de l'orifice	70	70	70	70	70	70	70	61	65,5	70	50	60
	CYLINDRE BP											
	Introduction 0,67			Introduction 0,58			Introduction 0.42			Introduction 0,30		
Résultats	AV — AC	aV — aC	Moyennes	AV — AC	aV — aC	Moyennes	AV — AC	aV — aV	Moyennes	AV — AC	aV — aC	Moyennes
Avance à l'introduction — En fraction de la course du piston	0,009	0,009	0,009	0,007	0,006	0,0065	0,004	0,002	0,003	0,003	0,002	0,0025
Avance à l'introduction — En millimètres de l'orifice	16	11	13,5	10	7	8,5	6	4	5	4,5	2,5	35
Avance à l'introduction — En degrés et minutes	12°20	10°	11°10	10°20	8°	9°10	8°	5°	6°30	8°20	7°20	7°50
Introduction, en fraction de la course du piston	0,634	0.706	0,670	0,540	0,620	0,580	0,395	0,445	0,420	0,30	0,30	0,30
Avance à l'évacuation — En fraction de la course du piston	0,037	0,054	0,0455	0,041	0,063	0,052	0,050	0,082	0,061	0,060	0,114	0,087
Avance à l'évacuation — En degrés et minutes	19°40	31°	25°20	21°	33°40	27°20	23°20	29°	31°10	26°	45°	35°30
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En fraction de la course du piston	0,223	0,222	0,2225	0.285	0,277	0,281	0,412	0,370	0,391	0,504	0,440	0,472
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En degrés et minutes	63°	51°	57°	72°	58°	65°	87°20	68°20	77°50	98°20	104°20	101°20
Ouverture maximum à l'introduction en millimètres de l'orifice	49,5	38	43,75	34	25	29,5	19	13	16	13	7	10
Ouverture maximum à l'évacuation en millimètres de l'orifice	50	70	60	59	37	48	44	24	34	13	38	25,5

Navarre (coulisse Stephenson.)

Course des pistons		1.840 m/m
Course des tiroirs		283
Rapport de la course du piston à celle du tiroir		4,73
Angle de calage	Marche AV HP =	49°
	Marche AV BP =	126°
	Marche R HP =	49°
	Marche R BP =	126°
Hauteur des orifices		100 m/m

RECOUVREMENTS	Cylindre HP	Cylindre BP
AV	+ 79 m/m	+ 65 m/m
aV	+ 71	+ 75,5
AC	+ 25,5	+ 8
aC	+ 4,5	— 26

Résultats		Cylindre HP. Introduction 0,65			Cylindre BP. Introduction 0,70		
		AV — AC	aV — aC	Moyennes	AV — AC	aV — aC	Moyennes
Avance à l'introduction	En fraction de la course du piston	0,006	0,006	0,006	0,004	0,005	0,0045
	En millimètres de l'orifice	15,5	16,5	16	16	13	14,5
	En degrés et minutes	8°30	8°	8°15	8°	6°30	7°15
Introduction, en fraction de la course du piston		0,585	0,715	0,650	0,655	0,745	0,700
Avance à l'évacuation	En fraction de la course du piston	0,075	0,095	0,085	0,120	0,120	0,120
	En degrés et minutes	28°30	41°30	35°	36°45	46°15	41°30
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course	En fraction de la course du piston	0,160	0,150	0,155	0,090	0,080	0,085
	En degrés et minutes	53°	41°	47°	39°	29°	34°
Ouverture maximum à l'introduction en millimètres de l'orifice		62,25	70,25	66,25	77	66,5	71,75
Ouverture maximum à l'évacuation en millimètres de l'orifice		100	100	100	100	100	100

Ville-d'Alger (coulisse Stephenson.)

Course des pistons		1.240 m/m
Course des tiroirs		254
Rapport de la course du piston		4,88
Angle de calage. Marche AV	HP =	56°
	BP =	124°
Angle de calage. Marche AR	HP =	56°
	BP =	124°
Hauteur des orifices		100 m/m

RECOUVREMENTS

	Cylindre H P	Cylindre B P
AV	+ 60 m/m	+ 46,5 m/m
*a*V	+ 49	+ 59
AC	+ 25	+ 5,5
*a*C	+ 13	— 25

Résultats	Cylindre HP. Introduction 0,75			Cylindre BP. Introduction 0,70		
	AV — AC	*a*V — *a*C	Moyennes	AV — AC	*a*V — *a*C	Moyennes
Avance à l'introduction — En fraction de la course du piston	0,003	0,007	0,005	0,004	0,003	0,0035
Avance à l'introduction — En millimètres de l'orifice	14	16	15	12	7	9,5
Avance à l'introduction — En degrés et minutes	8°	8°	8°	8°	5°	6°30
Introduction, en fraction de course du piston	0,700	0,800	0,750	0,675	0,730	0,7025
Avance à l'évacuation — En fraction de la course du piston	0,035	0,055	0,045	0,110	0,140	0,125
Avance à l'évacuation — En degrés et minutes	20°	30°	25°	36°	49°	42°30
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En fraction de la course du piston	0,130	0,130	0,130	0,085	0,055	0,070
Durée de la compression comptée jusqu'à l'extrémité de course — En degrés et minutes	48°	38°	43°	38°	25°	31°30
Ouverture maximum à l'introduction en millimètres de l'orifice	67	78	72,5	61	48,5	54,75
Ouverture maximum à l'évacuation en millimètres de l'orifice	100	100	100	100	100	100

Nous terminerons ce chapitre par le tableau de quelques régulations de bâtiments de guerre et de paquebots, relevées sur l'épure sinusoïdale, la plupart après exécution.

Pour ne pas trop allonger ce tableau, nous nous sommes bornés à la régulation du cyl. HP et du cyl. BP; celle du cyl. MP, moins intéressante, diffère peu de celle du cyl. HP.

Pour la plupart des bâtiments de guerre, nous sommes descendus jusqu'aux courbes de régulation correspondant à une admission de vapeur de 0,30 environ. En pratique, on descend rarement, soit avec la coulisse Stephenson, soit avec la barre Marshall, au-dessous des admissions voisines de 0,40, afin de ne pas sortir, pour la compression et les avances, des valeurs auxquelles on est habitué; si l'on veut diminuer davantage la dépense de vapeur par cylindrée, on étrangle avec le registre. Nous verrons plus loin, n° 71, sur un exemple fourni par le *Dupuy-de-Lôme*, la comparaison d'une longue détente et d'un fort étranglement, pour deux régulations données dans le tableau qui précède.

CHAPITRE V

MANŒUVRE DES MACHINES

§ 1. — Conditions auxquelles les appareils de manœuvre doivent satisfaire.

70. — *Principales opérations, dans la manœuvre au départ et en cours de route.* — Les appareils de distribution ne sont pas seulement destinés à régler le débit de vapeur, dans les meilleures conditions économiques, par une régulation appropriée à chaque allure ; ils constituent, de plus, la partie la plus importante du mécanisme de manœuvre. Nous avons vu, en effet, au n° 44, comment un simple changement de l'angle de calage des tiroirs fait passer, de la régulation de marche en avant à celle de marche en arrière, avec arrêt possible à des angles de calage intermédiaires, dont l'un correspond au stoppage de la machine. Le rôle capital de l'appareil de distribution de vapeur, dans la manœuvre, est indiqué par le nom même de *mise en train*, qui lui est généralement donné.

Les organes, qui concourent avec la mise en train pour la manœuvre de la machine, se composent de soupapes, dont la principale est le *registre de vapeur*, disposé sur le trajet de la vapeur entre les chaudières et les tiroirs de distribution. Les autres soupapes sont les registres auxiliaires, sur les tuyaux de dérivation de vapeur qui évitent le passage dans les tiroirs, et les soupapes de purge, sur les tuyaux d'évacuation disposés également en dehors du circuit normal à travers les tiroirs.

Sans entrer dans le détail de la conduite des machines, il nous faut donner ici les indications générales, celles surtout qui sont nécessaires à l'intelligence des appareils.

Il y a lieu de distinguer les manœuvres au départ, et les manœuvres en cours de route, les secondes rentrant du reste pour la plupart dans les premières.

Au départ, il y a tout d'abord à prendre des précautions importantes,

14

dont la principale consiste à réchauffer à fond la machine, et surtout à la réchauffer lentement et progressivement, à partir de l'instant où la pression commence à s'élever aux chaudières.

Un réchauffage insuffisant amène des condensations abondantes dans les cylindres pendant les premiers instants de la marche. Il expose à des ruptures de cylindres et de glaces de boîtes à tiroir résultant d'une dilatation brusque et inégale, dont on peut citer quelques exemples dans la Marine de guerre, *Duperré*, *Dévastation*, etc. Sur les paquebots, on ne consacre pas moins de huit ou dix heures au réchauffage d'une grande machine, afin d'éviter les accidents. Enfin une machine mal réchauffée et mal purgée d'air est peu manœuvrante.

On débarrasse d'air les cylindres, en même temps qu'on les réchauffe, en y faisant circuler la vapeur, qui s'échappe par les purges.

Pendant le réchauffage avant le départ, toutes les purges peuvent déboucher, soit à l'atmosphère, soit dans le condenseur, puisqu'on peut avoir partout, même dans les cylindres BP, une pression suffisante pour assurer l'évacuation de la vapeur.

Au début du réchauffage, il est nécessaire d'ouvrir les purges à la cale, afin de ne pas envoyer au condenseur les matières grasses, que les cylindres renferment, surtout si la machine a été mise à l'état d'entretien. Les purges à la cale font perdre de l'eau douce, et remplissent la chambre des machines d'un brouillard opaque très gênant pour la manœuvre. On ouvre les purges au condenseur dès que l'on juge les matières grasses des cylindres évacuées, à la condition, bien entendu, que le vide soit à ce moment établi et entretenu au condenseur ; si les pompes n'étaient pas en marche, la vapeur, en affluant au condenseur, ferait cintrer ses tubes et détruirait leurs garnitures.

La machine une fois réchauffée et purgée, on s'assure qu'elle obéit bien à la mise en train, en lui faisant exécuter une série de petits mouvements, soit en avant, soit en arrière ; c'est ce qu'on nomme *balancer la machine*. La machine étant balancée, et le tuyautage bien purgé d'eau, le mécanicien se déclare prêt à partir ; pour mettre en marche, il n'a plus qu'à placer la mise en train en AV ou en AR au commandement, et à entr'ouvrir le registre de vapeur.

Il est toujours sage de mettre en marche à une allure très lente, et d'accélérer progressivement la marche des feux et l'allure de la machine. Un des principaux motifs de ces précautions, qui intéresse à la fois les chaudières et la machine, est celui d'éviter les ébullitions tumultueuses et les entraînements d'eau dans les cylindres.

Pendant la marche, les manœuvres se font comme au départ, sauf qu'il n'y a plus à s'occuper du réchauffage. Les changements brusques

d'allure doivent être évités autant que possible, de même qu'au départ et pour les mêmes motifs. Le fonctionnement des purges doit être très soigneusement surveillé, en raison de tout ce qui peut s'amasser dans les cylindres, d'eau, de graisse, de chaux venant des chaudières, et parfois de limaille métallique. Le choc du piston, à fin de course, sur un magma compact, a quelquefois amené la rupture des cylindres et plus souvent celui des tiges. Dans les cylindres HP et MP, la pression est suffisante pour assurer le fonctionnement des purges ; elle peut se trouver trop faible dans le cylindre BP, aux allures lentes, même avec les purges déchargeant au condenseur ; quelques précautions sont à prendre à ce sujet, lorsque le condenseur n'est pas situé en contre-bas du cylindre.

En résumé, la manœuvre des machines, pour la sûreté et la rapidité de laquelle rien n'est à négliger, se fait principalement à l'aide de la mise en train et du registre, avec le secours des soupapes additionnelles, des purges et des organes auxiliaires du condenseur. Nous connaissons déjà la mise en train, sur laquelle nous reviendrons au § 2 ; nous avons quelques mots à dire du registre de vapeur.

71.— *Registre de vapeur.— Son emploi comme appareil de manœuvre et comme appareil de régulation.* — Le registre doit être une soupape assez légère, d'une manœuvre facile et rapide, ce qui ne permet pas de lui assurer une étanchéité absolue ; on peut obtenir toutefois une assez bonne fermeture, pour assurer le stoppage et limiter les mouvements de la machine à de petites oscillations se succédant à de longs intervalles.

Une disposition spéciale est indispensable pour régler exactement le nombre de tours aux allures lentes. Une très petite ouverture du registre suffit, en effet, pour lancer la machine à une allure rapide ; avec le registre aux deux ou trois dixièmes de l'ouverture complète, la machine marche sensiblement à toute vitesse.

Pour les manœuvres de la machine, et pour la marche à petite vitesse, on dispose souvent un conduit de vapeur spécial, à faible section, muni de son registre, dont on se sert uniquement, en tenant le grand registre fermé. A Indret, on supprime le conduit de vapeur dérivé, et on place simplement une petite soupape *ss*, sur la soupape principale SS, comme le représente la figure 113. Toute la manœuvre de la petite soupape est contenue dans l'intérieur de la tige du registre principal, de telle sorte que les positions d'ouverture ou de fermeture des deux soupapes sont entièrement indépendantes l'une de l'autre.

M. Boulogne a imaginé une disposition ingénieuse, toute différente des précédentes, qui est représentée figure 114. La soupape, disposée

comme un tiroir à piston, est creuse et ouverte à l'intérieur à la vapeur; elle est percée, dans sa paroi inférieure, d'un petit orifice *o*, laissant passer la vapeur de l'autre côté de la soupape. L'orifice *o* remplit trois fonctions ; il sert pour la marche à petite vitesse ; il balance la pression sur les deux faces du registre et facilite la manœuvre; il purge d'eau le conduit de vapeur. Pour marcher avec le conduit *o* comme passage de vapeur on met le registre à bloc en haut de course, son mouvement étant arrêté par le butoir *b*. Pour les autres allures, on fait descendre le piston vers le bas.

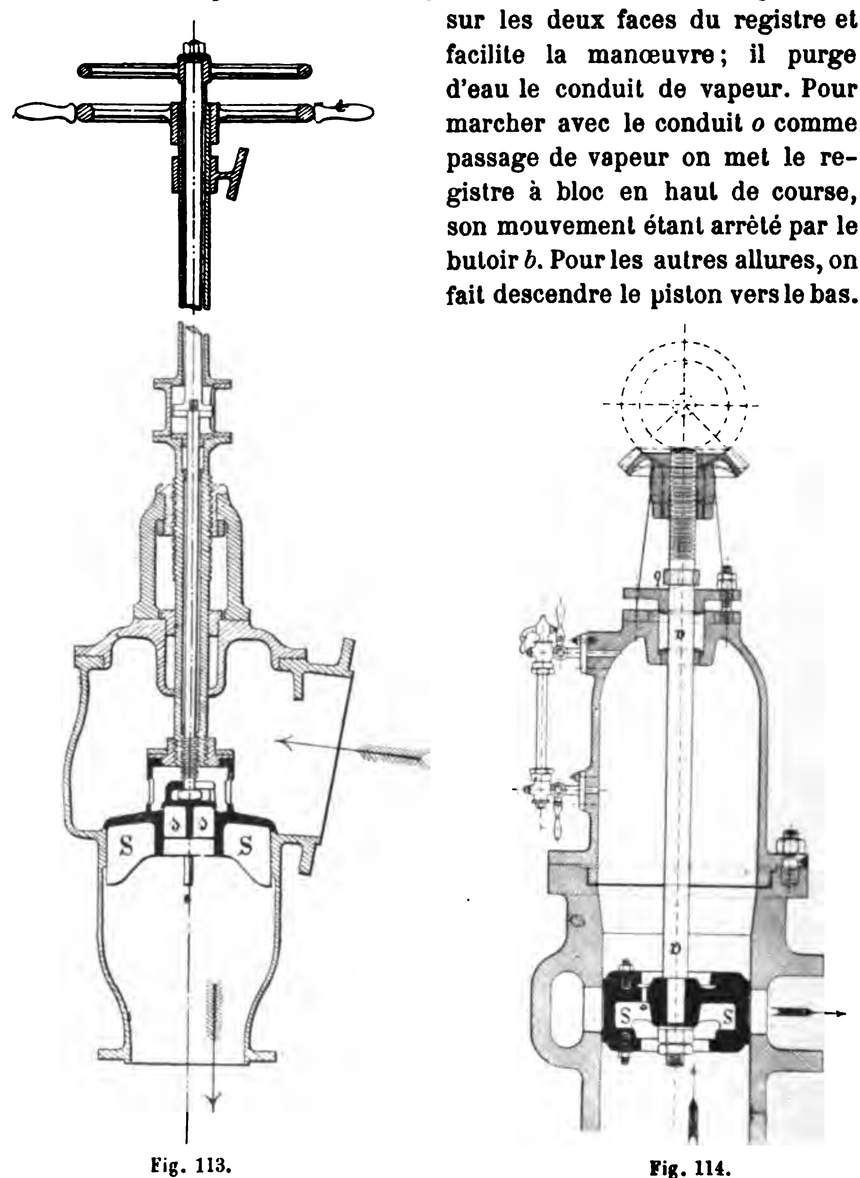


Fig. 113.

Fig. 114.

Le registre de vapeur n'est pas seulement un instrument de manœuvre, il sert aussi, en cours de marche à régler exactement l'allure au

nombre de tours voulu. Il sert même assez souvent, dans la marche régulière, à garder une pression plus élevée aux chaudières, et à obtenir par suite un meilleur fonctionnement économique de la machine ; il fait ainsi en partie l'office des appareils de détente indépendante, que l'on se dispense toujours d'établir sur les machines à détente multiple.

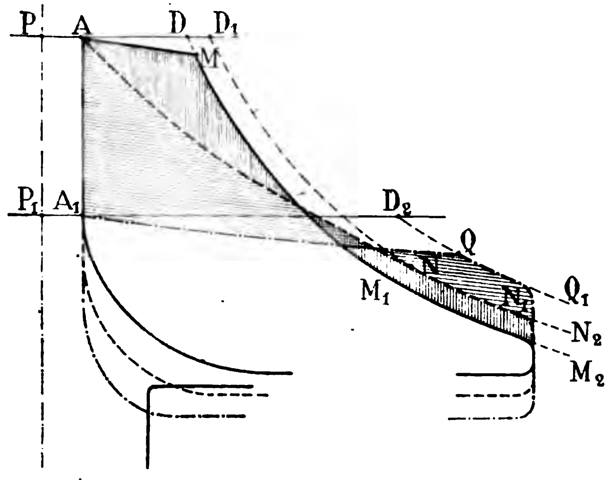


Fig. 115.

L'effet du registre ne peut naturellement se faire sentir que sur le diagramme du Cyl. HP. Supposons que nous marchions à une allure exigeant, à la pression P, une introduction AD, inférieure à ce que la coulisse permet ; nous réglons l'introduction en AD_1 et nous étranglons le registre ; la détente AD aurait donné comme courbe des pressions la ligne AMM_1M_2 (fig. 115) ; l'étranglement du registre donne la ligne ANN_1N_2 avec la même aire, pour une dépense de vapeur à peine plus forte. Si l'on ne se servait pas du registre, il faudrait, pour la même puissance, faire tomber la pression de P en P_1, et introduire pendant toute la période A_1D_2, ce qui conduirait à une consommation de vapeur sensiblement supérieure.

Les deux figures 116, 117, donnent les diagrammes totalisés des deux machines tribord et bâbord du *Dupuy-de-Lôme*, développant, au même instant, par conséquent avec la même pression aux chaudières, des puissances sensiblement égales ; l'une des machines a plus de détente, l'autre plus d'étranglement au registre. Pour un mécanicien ayant la pratique du métier, le diagramme de la machine tribord est meilleur ; il doit correspondre en effet à un fonctionnement mécanique plus doux et plus régulier. Au point de vue de la dépense de vapeur par cheval, le diagramme de la machine bâbord a probablement l'avantage. Sous

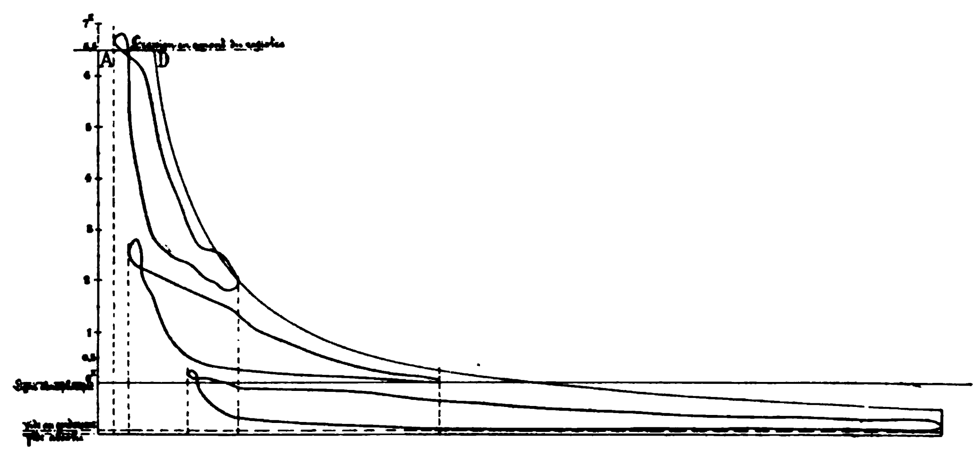


Fig. 116. — *Dupuy-de-Lôme*, machine bâbord.

Puissance en chevaux.	810,1
Nombre de tours.	75,0
Pression en amont du registre . . .	6k,500
Pression au tiroir HP.	6k,500
Introduction au cylindre HP . . .	0,320
Ouverture du registre en dixièmes . .	2,3
Ordonnée moyenne	0k,8562

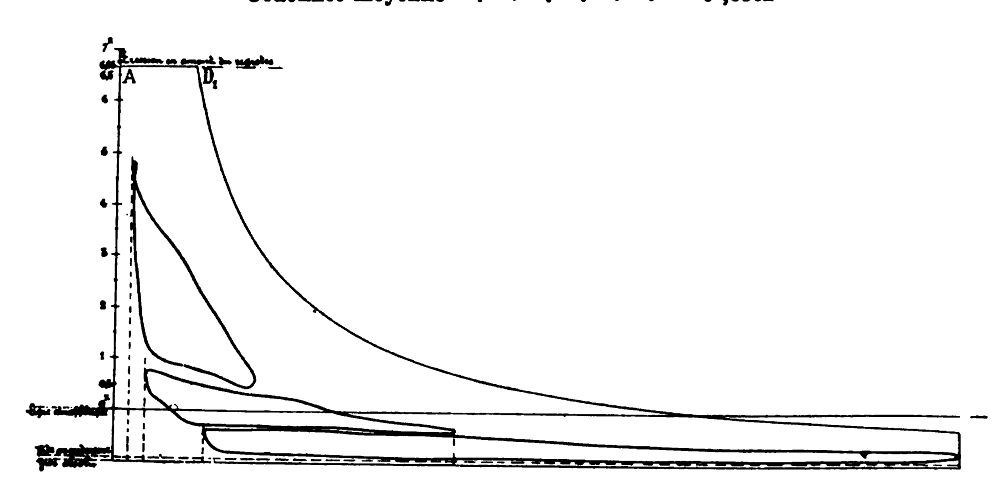


Fig. 117. — *Dupuy-de-Lôme*, machine tribord.

Puissance en chevaux	852,1
Nombre de tours	76,1
Pression en amont du registre . . .	6k,650
Pression au tiroir HP.	4k,750
Introduction au cylindre HP . . .	0,500
Ouverture du registre en dixièmes . .	0,3
Ordonnée moyenne	0k,8889

le rapport de l'économie de combustible, le fonctionnement avec le registre étranglé réalise des conditions intermédiaires; plus avantageux que la marche à basse pression, il l'est moins que la marche à longue détente.

Les deux figures 116 et 117 diffèrent du tracé théorique de la figure 115 destiné à un simple exposé de principe.

72. — *Conditions de départ d'une machine. — Cas d'un cylindre à vapeur unique.* — Une machine n'est manœuvrante que si son départ est assuré, à toutes les positions de l'arbre, dans le sens commandé par la mise en train. En d'autres termes, il faut que, la mise en train étant disposée pour la marche Av ou la marche AR, l'ouverture du registre assure toujours le départ dans le sens cherché.

Cette condition, qui semble si simple, n'a pas toujours pu être réalisée. Il a fallu quelquefois se contenter d'avoir, à toutes les positions de l'arbre, le départ assuré dans un des deux sens; on se résignait alors à faire exécuter, dans certaines positions, un petit mouvement à contre-sens, avant de partir dans la direction voulue.

Les difficultés de départ ne se rencontrent plus guère dans les appareils de construction récente. La multiplicité des cylindres, l'élévation des pressions et surtout l'emploi de pompes indépendantes conservant le vide au condenseur les ont fait disparaître. Elles méritent cependant d'être étudiées avec soin, parce qu'elles existent sur bon nombre d'anciennes machines en service, et parce qu'il importe de continuer à les écarter sur les machines futures.

Les anciennes machines devaient toujours partir sans vide, puisque les pompes du condenseur ne fonctionnaient qu'après la mise en marche. Elles évacuaient donc à la pression atmosphérique. Nous commencerons par considérer ce cas, en prenant pour point de départ le calcul du moment moteur variable obtenu dans un cylindre unique.

La pression résultante sur le piston, pour les deux faces et par unité de surface, présente deux valeurs; la pression de timbre de la chaudière si la position d'arrêt corres-

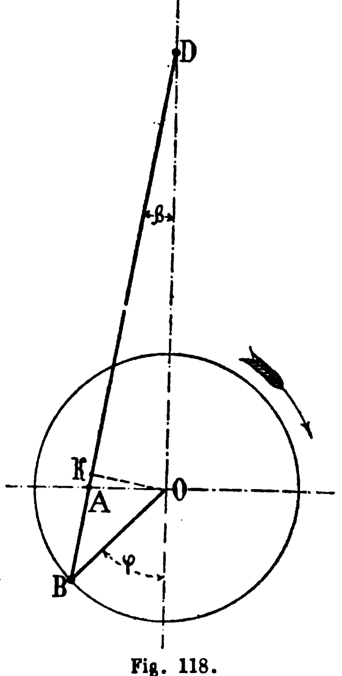


Fig. 118.

pond à la période d'admission, et zéro pendant la détente et l'avance à l'évacuation. Dans un cylindre bien purgé d'air et mal réchauffé, on pourrait même avoir de la contre-pression pendant la détente, ce que nous ne supposons pas.

Soit p la pression totale de la vapeur sur le piston. L'effet sur la bielle, figure 118, est

$$F = \frac{p}{\cos. \beta}; \tag{1}$$

Son moment moteur sur l'arbre est

$$M = F \times OK = \frac{p\, r \sin. (\varphi - \beta)}{\cos. \beta}, \tag{2}$$

r étant le rayon de manivelle.

L'expression plus simple

$$M = p\, r \sin. \varphi, \tag{3}$$

applicable au cas de la bielle de longueur infinie, est suffisamment exacte pour les tracés qui suivent.

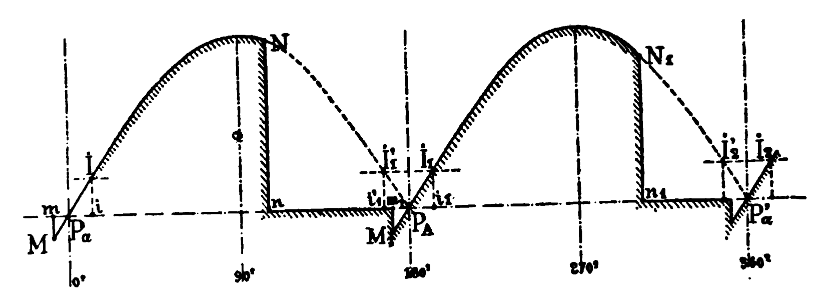


Fig. 119.

Les moments moteurs, nuls aux points morts, sont représentés par une série d'arcs de sinusoïde PN s'arrêtant aux points N de fermeture à l'admission, fig. 119, et présentant une petite partie négative PM pendant l'avance à l'admission, avec des portions de ligne droite *nm* entre les arcs de sinusoïde.

Sans parler des embarcations à vapeur, il a été fait quelques machines à un seul cylindre pour des batteries flottantes et des cargos. L'arc de non-départ partant du point n s'étend au delà de P, parce que le moment moteur Ii doit atteindre une certaine valeur M_1 pour produire le départ. On admet que la valeur de M_1, la même dans toutes les positions de l'arbre, est approximativement

$$M_1 = 0^k,1 \times r \tag{4}$$

par centimètre carré du piston. Le moment négatif pendant l'avance à l'admission reste bien inférieur à M_1, et ne peut produire par conséquent aucun mouvement en arrière.

Pour assurer le départ de ces machines, toujours peu puissantes, il faut amener l'arbre à l'aide du vireur, en dehors de l'arc P_a *i* soit AV, soit AR, c'est-à-dire en dehors de *i i'*, quand elles sont stoppées près d'un point mort.

73. — *Moments moteurs au départ, sur les machines à plusieurs cylindres et à détente simple.* — Les nécessités de la manœuvre, à défaut d'autres motifs, suffiraient à faire donner deux cylindres au moins, aux machines marines.

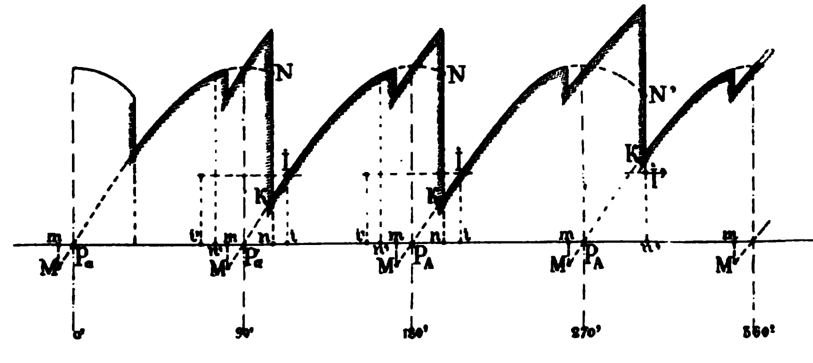


Fig. 120

Les machines à deux cylindres ont toujours les manivelles calées à angle droit, ce qui donne quatre passages équidistants d'un piston au point mort pendant une révolution complète. La courbe des moments moteurs, obtenue en superposant deux courbes semblables à celle de la figure 119, est représentée figure 120.

Comme l'introduction de vapeur MN s'étend au delà de la demi-course, un moment moteur existe partout ; le départ semble donc assuré dans toutes les positions de l'arbre. Toutefois, lorsque la pression P aux chaudières est peu élevée, l'arc P_a *i* dans lequel on a

$$p \text{ sin. } \varphi < 0^k,1,$$

s'étend au delà du point *n* de fermeture à l'admission, dans la demi-course qui précède celle dont nous considérons le début ; on a ainsi un petit arc *n i*, de moment trop faible pour produire le départ.

Cette circonstance se rencontrait assez souvent au temps des machines marchant à moins de 2 kilogrammes de pression, surtout pour le premier départ, quand le vide était nul au condenseur. On ne s'en préoccupait pas beaucoup, parce que, dans la marche en AR, le petit arc

n i tombait dans la partie de la courbe où les moments sont les plus élevés, comme on le voit en portant *ni* en *n' i'* symétriquement par rapport au point P_a. Le départ était ainsi parfaitement assuré partout, soit dans un sens, soit dans l'autre.

A l'époque des machines dont nous parlons, il a été construit quelques appareils à quatre cylindres, comme celui de la *Bretagne*, avec quatre manivelles à 90 et 180°. La figure 116 s'applique exactement à ce cas, comme à celui de deux cylindres.

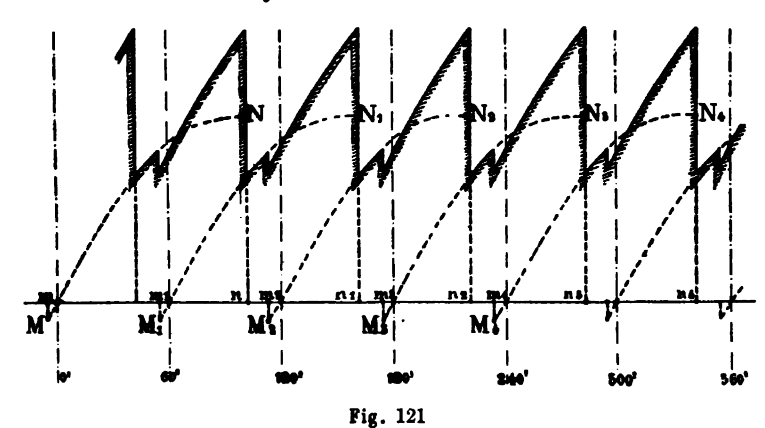


Fig. 121

Sur les machines de la *Gauloise* et de la *Revanche*, à introduction directe dans trois cylindres avec les manivelles calées à 120°, figure 121, le départ se trouvait parfaitement assuré dans toutes les positions de l'arbre, et dans les deux sens à volonté.

Ce qui précède s'applique très exactement aux conditions du premier départ, pour les machines à condensation par injection, après la manœuvre des purges de cylindres ouvrant à l'atmosphère.

Après un stoppage momentané en cours de route, les conditions de départ étaient meilleures, parce qu'il restait du vide au condenseur ; de là résultait une augmentation du moment moteur, se prolongeant au delà du point *n*, où nous la représentons par *n*H, figure 122, jusqu'à la fermeture à l'évacuation en R, sur la face opposée du piston. Le moment moteur, pour une machine à deux cylindres, représenté par l'ordonnée K*n* + H*n* au point *n*, pouvait, dans ces conditions, s'élever toujours bien au-dessus du minimum M_1 nécessaire pour la manœuvre.

Dans les condenseurs à injection, le vide tombe vite, après que l'on a fermé la lanterne d'injection toujours peu étanche. Le vide se maintient plus longtemps dans les condenseurs par surface, qui ont été appliqués à quelques machines à simple détente. Enfin, avec des pompes mues par un moteur indépendant, on peut conserver le vide indéfiniment et assu-

rer, pendant les stoppages, comme au premier départ, la sûreté de manœuvre de la figure 122.

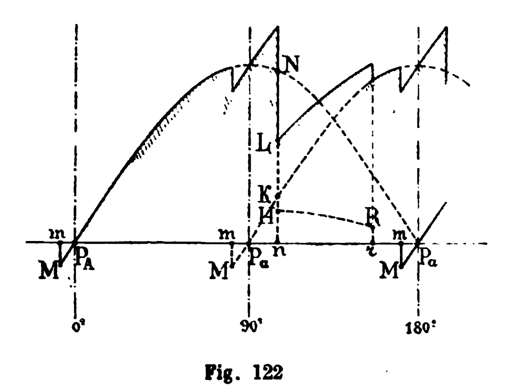


Fig. 122

74. — ***Difficultés particulières au cas des machines à détente multiple.*** — Les premières machines à détente multiple, surtout les machines compound à deux cylindres, ont donné lieu à des surprises désagréables et même à des difficultés sérieuses sous le rapport de la manœuvre.

Cette situation résultait, tout d'abord, de ce que la distribution de la vapeur en cascade diminue la pression d'admission P dans chaque cylindre. Même dans les conditions de marche, c'est-à-dire avec la pression normale établie dans le réservoir intermédiaire, l'arc $P_A i$, fig. 123, est plus grand que dans les machines à détente simple ; le danger est donc accru, d'avoir des positions ni, où le départ ne peut se faire qu'en arrière.

Comme la pression normale dans le réservoir ne s'établit qu'en cours de marche, et que cette pression tombe vite pendant le stoppage, les conditions empirent très rapidement quand la machine s'arrête. On peut rencontrer, par suite, un danger beaucoup plus grand que celui de ne pouvoir partir que dans un sens.

Supposons la machine conduisant les pompes, et par suite le vide nul au départ. La pression de la vapeur s'exerce sur le cylindre HP seulement. Les conditions de départ seraient celles de la machine à un seul cylindre, figure 106, avec aggravation due à l'accroissement des résis tances passives, si l'on n'avait porté de suite remède à ce défaut évident.

Le remède consiste à disposer un tuyau de vapeur muni d'un registre additionnel, pour l'admission directe de la vapeur au grand cylindre. On dispose ainsi, à volonté, de l'un ou de l'autre des deux cylindres, pour mettre en marche. La figure 123 représente, au-dessus de l'axe des abs-

cisses, les moments que l'on peut ainsi réaliser dans toutes les positions de l'arbre pour manœuvrer en AV. Les moments pour mettre en marche en AR ont été portés en dessous de l'axe.

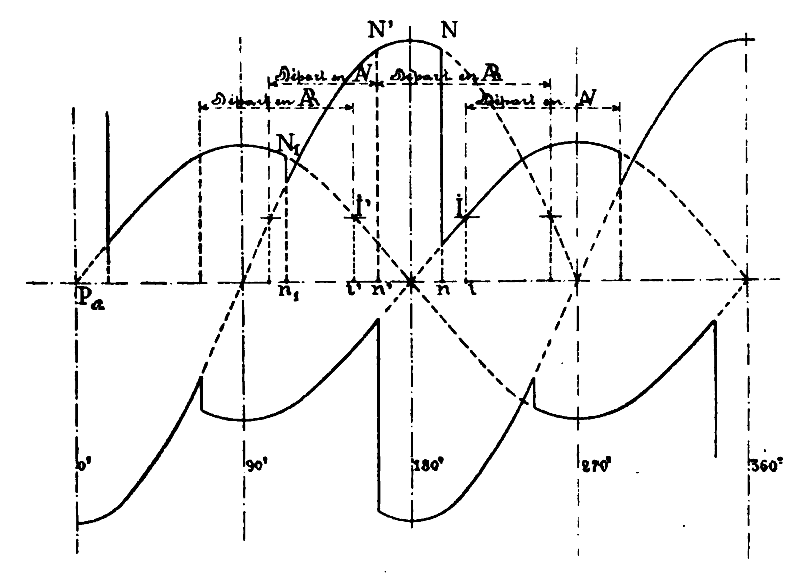


Fig. 123

La figure 123 rappelle la disposition générale de la figure 120 ; mais il y a cette différence, que les deux moments partiels s'ajoutent dans le cas de la figure 120, tandis que, sur les machines compound, les deux moments moteurs ne coexistent jamais. Quand on manœuvre à l'aide du cylindre HP, les deux faces du cylindre BP sont soumises à la même pression, généralement la pression atmosphérique ; quand on manœuvre à l'aide du cylindre BP, les deux faces du cylindre HP reçoivent la pression des chaudières. De plus, la figure 123 ne serait exacte, que si la période d'admission sur une face du piston HP coïncidait avec la période d'évacuation sur l'autre face.

D'une manière analogue à ce que nous avons déjà vu plus haut, il peut se rencontrer un arc *n i*, où le moment moteur du petit cylindre est suffisant pour vaincre le moment résultant M_1 ou I *i*, et où l'introduction au grand cylindre est fermée. Sur l'arc *n i*, le départ de la machine en avant n'est possible avec aucun des deux cylindres. Cet inconvénient peut être accepté, d'après ce qui a été dit, quand il n'a pas d'autre conséquence que d'obliger à faire un petit mouvement en AR.

Remarquons de suite que si, dans le cas précédent, nous reportons les deux points *i* et *n* symétriquement par rapport à l'abscisse 180°,

nous trouvons, en $i' n'$, un arc où la mise en route en Æ n'est possible avec aucun des deux cylindres.

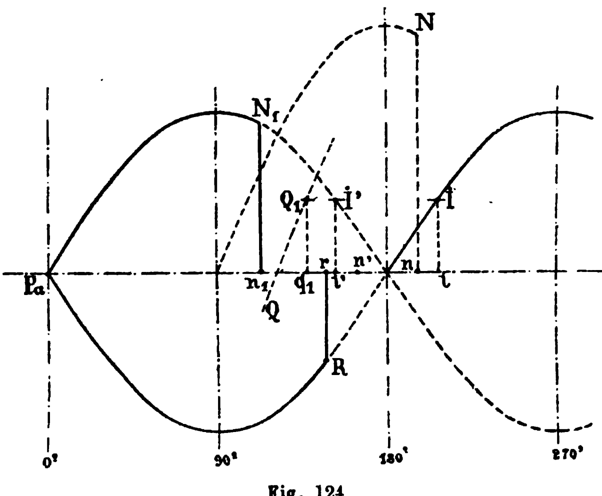


Fig. 124

Un second arc de non-départ en AV peut se rencontrer, après la fermeture du cylindre HP à l'admission, malgré la grande surface du piston BP, à cause de la différence entre la période d'admission $P_a n_1$, et la période d'évacuation $P_a r$, dans le cylindre HP, figure 124. Sur l'arc $r n_1$, le cylindre HP travaille à contre-vapeur et réduit les moments moteurs du cylindre BP aux valeurs portées en ordonnées sur la courbe Q. Soit $Q_1 q_1$ le moment moteur égal à M_1; le départ en avant est impossible le long de l'arc $n_1 q_1$, soit avec l'un, soit avec l'autre des deux cylindres.

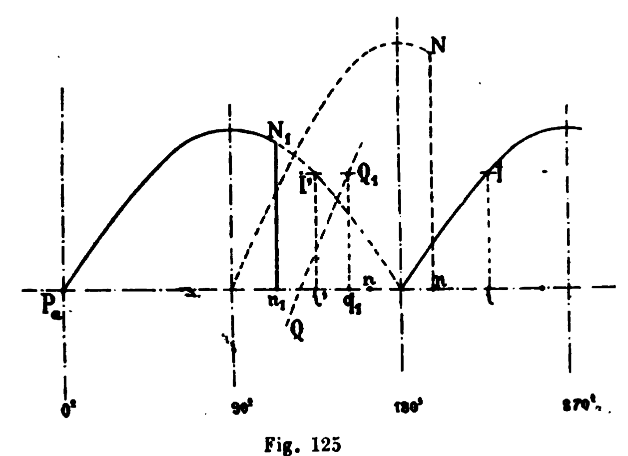


Fig. 125

Il est arrivé, rarement à la vérité, que le second arc $n_1 q_1$ de non-dé-

part en AV a présenté une partie commune $i' q_1$ avec l'arc de non-départ en AR $i' n'$ de la figure 123. Dans ce cas, représenté figure 125, il n'est possible, le long de l'arc $i' q_1$, de mettre en marche ni en AV ni en AR, avec aucun des deux cylindres ; si aucune précaution n'a été prise, il faut recourir au vireur pour sortir de cette position critique. Quand ce grave inconvénient s'est présenté, on y a porté immédiatement remède, en établissant entre les deux fonds du cylindre HP, un tuyau, avec robinet de fermeture conjugué au registre additionnel et s'ouvrant en même temps que lui.

Les quelques difficultés du début, pour la manœuvre des machines à détente multiple, ont aujourd'hui disparu, ainsi que nous l'avons dit au n° 69. Avec les pressions actuelles au tiroir HP, la chute d'un réservoir à l'autre, dans la marche normale, est plus forte que n'était autrefois la pression d'admission dans les machines à introduction directe. L'adoption des pompes mues par un moteur indépendant assure la conservation du vide; elle permet, à l'aide de quelques balancements exécutés judicieusement, d'établir toujours dans les réservoirs les pressions de marche normale, soit avant le premier départ, soit pendant les stoppages.

Dans ces conditions, sur les machines à détente triple, à trois manivelles calées à 120°, les moments moteurs dont on dispose pour la manœuvre sont à peu près ceux de la figure 121.

Avec quatre cylindres dont deux BP, et deux manivelles doubles calées à 90°, on a, sur chaque manivelle, un cylindre BP soumis à l'action du vide au condenseur, qui suffit à assurer le départ quand la pression est mal établie dans les réservoirs intermédiaires. Sur l'une des deux manivelles, on a de plus l'action du piston HP qui reçoit la vapeur des chaudières. Pour assurer à la seconde manivelle la même efficacité qu'à la première, on a conservé l'usage d'établir une soupape additionnelle, envoyant au besoin la vapeur au cylindre MP.

L'étude des moments moteurs, au point de vue de la manœuvre, mérite toutefois d'être faite encore avec grand soin, surtout si l'on veut essayer un nouveau mode de distribution de la vapeur ou un nouveau calage des manivelles. Il ne faut pas oublier, en particulier, qu'une machine à quatre manivelles calées à 90° pourrait présenter des points de non-départ absolu, au cas où il n'y aurait pas de vide au condenseur.

75. — *Stoppage. Précautions pour tenir la machine stoppée.* — Une machine de navire s'arrête et reste stoppée, dès que le travail de la vapeur s'annule. La pression de l'eau sous les ailes d'une hélice immo-

bile, à l'arrière d'un navire qui court sur son erre, est insuffisante, en effet, pour surmonter la résistance passive; seulement la moindre pression de la vapeur sur les pistons suffit à faire partir la machine en avant, tant que la vitesse du bâtiment est un peu forte.

Pour que le travail de la vapeur soit nul, pendant un tour complet, il est indispensable que l'ouverture soit entièrement fermée à la vapeur. Ce résultat peut s'obtenir, tout naturellement, avec un registre étanche.

On ne rend point le travail nul dans un cylindre en rendant nul l'angle de calage α du tiroir, c'est-à-dire en maintenant la mise en train dans la position de stop; on rend seulement l'équilibre instable dans les deux sens. La machine peut partir, soit en avant, soit en arrière, indifféremment, mais, une fois partie dans un sens, elle continuera à tourner en développant un travail moteur très appréciable, comme nous le verrons au n° 77. Le tiroir ne tient donc la machine stoppée que s'il reste fermé à l'admission pendant la totalité ou la presque totalité de la double course du piston. A ce point de vue, nous avons à considérer deux sortes de mise en train présentant des propriétés toutes différentes.

Supposons d'abord que la course du tiroir soit invariable, pendant que l'angle de calage du tiroir passe de la valeur $+\alpha$ à la valeur $-\alpha$. Tel était le cas avec la mise en train Dupuy de Lôme, que nous pouvons supposer munie d'un frein la fixant à la position $\alpha = o$. L'étendue des arcs d'admission MN, M'N', fig. 126, est la même qu'aux positions de marche avant et arrière. Le bras de levier de la pression est très faible près du point mort, mais, dans le voisinage de M et de N, le moment moteur est suffisant pour surmonter le moment résistant M_1. Il y a donc quatre petits arcs d'équilibre instable, voisins de M,N, M',N'. S'il y a deux manivelles calées à 90°, comme c'était le cas habituel avec les mises en train de ce genre, les moments moteurs des deux cylindres doivent se superposer à certains angles. L'équilibre devient alors très instable.

Avec les mises en train actuelles, la course des tiroirs, déterminée par les évolutions de l'excentrique fictif, diminue avec l'angle de calage et se réduit approximativement à :

$$OC = OP_A \frac{OC}{OP_A}, \tag{5}$$

quand l'angle de calage est α_1. Cette course se réduit ainsi à

$$OP_A \cos \alpha,$$

quand la mise en train est à la position de stop. L'arc d'ouverture à la vapeur devient ainsi très faible.

Pour étudier, sur une seule épure, toutes les régulations correspondant aux divers calages, nous pouvons supposer que la course reste constante, tandis que les recouvrements augmentent, et passent de la valeur ρ à la valeur $\frac{\rho}{\cos. \alpha}$.

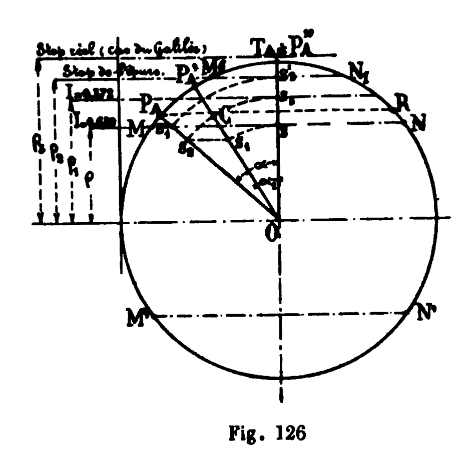


Fig. 126

Nous obtenons ainsi la figure 126. Du point O comme centre, avec ρ pour rayon, décrivrons l'arc SS_1, qui coupe en S_1 le rayon OP'_A correspondant à une régulation intermédiaire quelconque; menons l'horizontale S_1S_2, coupant en S_2 le rayon d'admission OP_A de l'angle de calage primitif α; nous avons :

$$\frac{OS_2}{\rho} = \frac{OP_A}{OC},$$

$$(6) \qquad OS_2 = \rho \frac{OP_A}{OC}.$$

donc OS_2 est la hauteur de recouvrement cherchée, qu'il suffit de rabattre en OS_3.

Pour la position de stop, le point S_1 reste en S, le point S_2 vient en S_1', le recouvrement est OS'_2. L'ouverture maximum du tiroir à la vapeur se réduit ainsi à

$$T_A \, S'_2 = P_A \, S'_1,$$

c'est-à-dire à l'avance à l'admission en fraction de course. Soit ω l'avance MP_A comptée en longueur d'arc, et r la demi-course du tiroir OP_A quand le calage est α, nous pouvons calculer facilement la valeur de cette ouverture maximum, qui est :

$$P_A \, S'_1 = r \, CO \text{ tang. } \alpha.$$

De même que l'ouverture d'admission, l'arc d'admission M_1N_1 est très

faible et correspond à des bras de levier vraisemblablement trop faibles pour que le moment moteur puisse surmonter le moment résistant M_1.

Ces conséquences de la théorie de l'excentrique fictif établie au n° 51 ne se vérifient pas exactement, sur les courbes de régulations réelles des machines munies de coulisses Stephenson. Ainsi, par exemple, sur le *Galilée*, la course du tiroir diminue plus vite que proportionnellement à l'inverse du cosinus de l'angle de calage; dans la position de stop, l'admission de vapeur est complètement fermée, comme on le voit, figure 126.

Avec la barre Marshall, on fait généralement coïncider l'ouverture à la vapeur avec le passage du bouton de conduite au point d'intersection de toutes les directrices. La hauteur d'orifice ouverte au point mort est alors constante, dans la réalité comme sur l'épure élémentaire. On a par suite, au stop, un petit arc d'admission de vapeur ayant cette hauteur pour cosinus-verse.

En somme, si les tiroirs étaient parfaitement étanches, les arcs d'admission de vapeur seraient toujours trop courts, comme on le voit fig. 127, pour permettre d'atteindre un moment moteur égal à M_1. Même dans les cas où deux manivelles sont calées à 180°, ce qui double le moment moteur et n'augmente le moment résistant que dans une proportion moindre, la machine, sans les fuites de vapeur, ne pourrait pas partir seule.

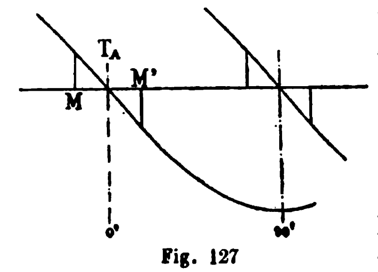


Fig. 127

Dans la réalité, les tiroirs, pas plus que les registres, ne sont parfaitement étanches. De plus, il faut tenir compte du vide qui se conserve actuellement au condenseur pendant les stoppages. Le vide suffit pour faire mettre en route, tant qu'il ne s'est pas établi, à la suite d'un petit mouvement de la machine, des deux côtés des pistons BP, puis, de là, successivement sur les deux faces de tous les pistons. Dans ces conditions, une fuite, une réévaporation intérieure suffisent pour faire exécuter à la machine, tout au moins une fraction de tour, même quand les purges sont ouvertes.

Pour assurer à la machine l'immobilité absolue nécessaire pendant une visite d'organe, il faut la caler par un moyen mécanique. On dispose, à cet effet, du frein, accessoire habituel de l'embrayage. On dispose surtout du vireur, que l'on met en prise, et dont la vis tangente a généralement le pas assez court pour n'être pas réciproque.

76. — *Travail mécanique effectué dans la manœuvre des tiroirs.* — Dans le déplacement de l'excentrique réel ou fictif, qui constitue la ma-

nœuvre de la mise en train, les résistances provenant des frottements et de l'inertie des différentes pièces telles qu'excentriques, traverses, coulisses, balanciers oscillants, composant le mécanisme, ne représentent qu'une minime fraction de l'effort à exercer. Le principal travail mécanique à effectuer consiste dans le déplacement des tiroirs de distribution eux-mêmes, qui accompagne le passage d'un angle de calage à l'autre.

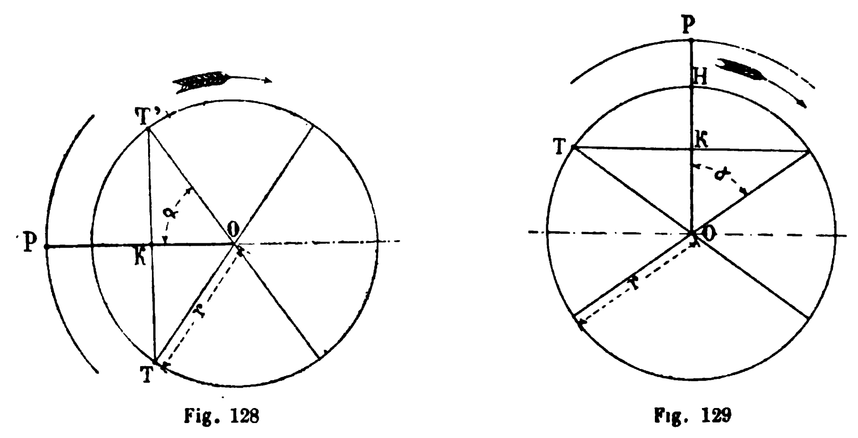


Fig. 128 Fig. 129

Considérons la machine stoppée. Le mouvement à imprimer au tiroir varie dans le renversement de marche, selon la position de la manivelle du piston à vapeur ; on pourrait l'étudier sur l'épure circulaire, mais il est plus simple de se dégager des fictions de l'épure et de considérer directement les principales positions de la machine. Nous prendrons les deux cas extrêmes, celui où le piston à vapeur est à mi-course et celui où il est au point mort.

Soit le piston à mi-course, et soit OP la position de sa manivelle. Soit α l'angle de calage, ou son supplément. Appelons r le rayon OT de l'excentrique. La manœuvre consistant à faire tourner le tr. OTK autour de OP, de manière à changer le sens de α, le tiroir a, dans tous les cas imaginables, à passer de T en T' ou inversement. Il doit donc parcourir la distance verticale

$$2\, r \sin \alpha.$$

Ceci est exact, quel que soit le système de mise en train.

Soit maintenant le piston à vapeur au point mort, et sa manivelle en OP. Dans les mêmes conditions que précédemment, le tiroir partant de la position initiale K doit y revenir quand la manœuvre est terminée.

Si le tiroir est conduit par un véritable excentrique ou une manivelle, dont le rayon r reste constant pendant que le calage change, il doit au milieu de la manœuvre passer par la position H. Il exécute ainsi deux

excursions égales et de sens contraire, le chemin total parcouru étant

$$2r(1 - \cos\alpha).$$

Ceci s'applique, en particulier, aux anciennes mises en train *Dupuy-de-Lôme.*

Avec les excentriques fictifs, de rayon variable, les choses se passent différemment, le mouvement du tiroir dépendant de la variation de la course. Si la course varie de O T à O K, en restant toujours égale à l'oblique comprise entre O et K T, lorsque le calage passe de α à zéro, le tiroir reste absolument immobile. D'après ce que nous avons vu, numéro 51, cette condition est à peu près satisfaite avec une coulisse Stephenson de forme rectiligne (fig. 68) ; elle est exactement remplie avec la barre Marshall, lorsque, au moment de la manœuvre, la direction de M N (fig. 79) passe par le point C, intersection des diverses directrices, c'est-à-dire lorsque le rayon O M est vertical et le piston à vapeur au point mort.

Si maintenant nous considérons l'ensemble d'une machine à trois ou quatre cylindres, il arrivera fréquemment que l'un des tiroirs devra être déplacé de $2r \sin\alpha$, dans le changement de marche, tous les autres ayant à subir des déplacements moindres, mais encore importants. Le travail des résistances passives dues aux frottements est donc considérable, surtout s'il y a des tiroirs à coquille non compensés ou mal compensés. Quand la machine est verticale, le poids des tiroirs et de tous les mécanismes, qui tantôt montent, tantôt descendent, peut, dans certaines positions de la machine, accroître très notablement la résistance à peu près constante due au frottement. La mise en train, pour être toujours manœuvrée rapidement, exige donc l'intervention d'un moteur assez puissant. Quant à la section des pièces, elle doit naturellement être proportionnée à l'effort maximum, ce qui conduit à des dimensions souvent considérables.

77. — *Cylindre assistant de Joy pour la conduite des tiroirs.* — La résistance passive due à l'inertie, à la pesanteur et au frottement des tiroirs, ne se fait pas seulement sentir pendant les manœuvres; elle est, en cours de marche, une cause de fatigue pour les colliers et bielles d'excentrique et une menace continuelle d'échauffement. Le désir de soulager les excentriques a conduit parfois à réduire la course des tiroirs. La nécessité des longues courses étant démontrée, au point de vue de l'utilisation de la vapeur, il faut arriver à d'autres méthodes de soulager les appareils de conduite des tiroirs.

Le moyen le plus usité aujourd'hui consiste dans l'application au tiroir d'un petit cylindre à vapeur, disposé de manière à régler lui-même sa

distribution de vapeur, comme le représente la figure 130; il a été imaginé par M. Joy.

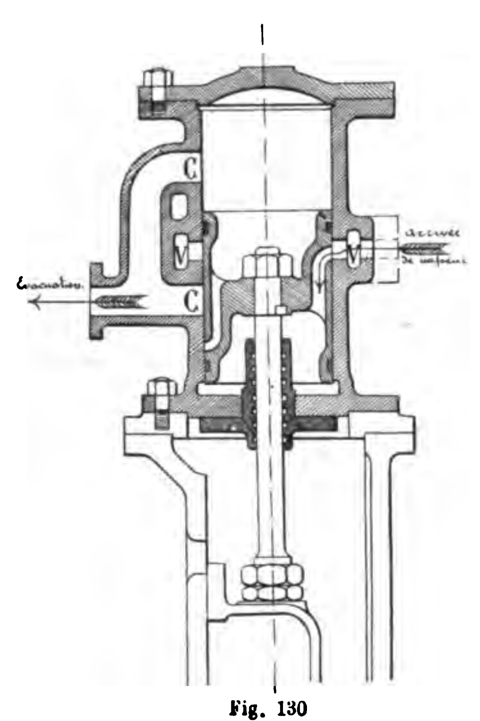


Fig. 130

La figure 131 représente les deux diagrammes d'indicateur, bas cylindre et haut cylindre, orientés avec l'axe des volumes vertical, de manière à établir facilement la correspondance avec l'épure de régulation donnée fig. 132.

Le diagramme A P ou bas cylindre A D E F K J est supérieur au diagramme a P ou haut cylindre $A_1 D_1 E_1 F_1 K_1 J_1$, d'une aire qui doit être égale au travail du poids du tiroir et de ses accessoires pendant le mouvement complet de montée et de descente.

Si nous combinons les deux diagrammes, comme sur la figure 17, page 44, de manière à avoir la pression totale de la vapeur sur le piston à chaque instant, nous trouvons, aux deux extrémités de course, deux travaux résistants, $\alpha A M F_1$ et $\alpha_1 A_1 M_1 F$, à peu

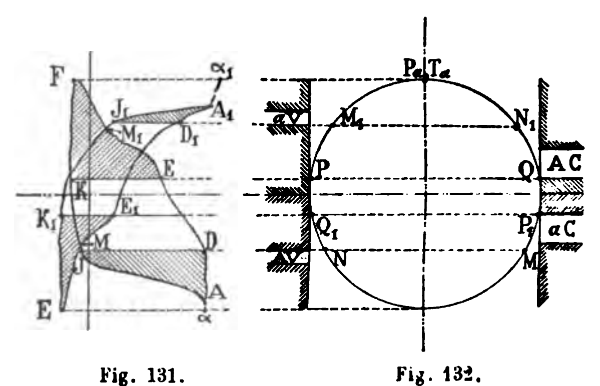


Fig. 131. Fig. 132.

pres égaux, qui doivent amortir le mouvement en contre-balançant l'effet des forces d'inertie.

Au-dessus du point M pendant la descente, au-dessous du point M_1 pendant la montée, le travail est positif, mais il suit une loi toute différente du travail du frottement.

L'examen des diagrammes de la figure 131 trouve particulièrement sa place dans ce chapitre, parce qu'il complète ce que nous avons dit, n° 75, du travail que la vapeur peut développer dans un cylindre, bien que l'angle de calage soit nul et la mise en train au stop. Pour faciliter cet examen, nous avons partagé chaque diagramme en trois parties distinguées par des hachures; J A D est le travail pendant une période d'admission égale à l'avance à l'admission ; E F K est le travail pendant une période d'évacuation égale à l'avance à l'évacuation.

Le cylindre assistant de Joy fait une légère consommation de vapeur. On évite cette dépense, en faisant quelquefois usage de compensateurs à air, composés d'un piston qui se meut dans un cylindre fermé, rempli d'air; la compression de l'air amortit très bien le mouvement, et contrebalance les forces d'inertie. Reste le poids du tiroir, qui peut être compensé par la disposition même des tiroirs cylindriques, comme nous le verrons au chapitre XI.

78. — *Rapidité des manœuvres.* — La question de la rapidité des manœuvres a une importance secondaire sur les bâtiments de commerce, mais elle est de premier ordre sur les bâtiments de guerre. L'adoption de la mise en train *Dupuy-de-Lôme*, au mépris des risques qu'elle faisait courir, ne s'est justifiée autrefois que par sa propriété précieuse d'obtenir à bras, presqu'instantanément, le renversement de marche.

L'adoption des appareils de manœuvre à vapeur permet aujourd'hui d'obtenir le changement de marche, en aussi peu de temps qu'on veut, avec tous les systèmes de conduite des tiroirs. La seule limite imposée à la rapidité est celle où commencent les dangers d'avarie, non pour l'appareil de manœuvre proprement dit, généralement très robuste, mais bien pour les mécanismes de conduite des tiroirs, excentriques et leurs barres, coulisses, longues bielles, etc., qui sont toujours très légers et constituent un ensemble assez délicat.

Les constructeurs de machines s'accordent généralement à conseiller la prudence; ils considèrent les renversements de marche en 20 ou 25 secondes comme suffisamment rapides pour les puissants appareils qui développent aujourd'hui 10.000 et même 15.000 chevaux sur un seul arbre; ils n'acceptent pas la responsabilité des accidents que pourrait produire un changement de marche en moins de 10 secondes. Leur avis fait autorité pour les paquebots, sur lesquels des rapidités de manœuvre de cet ordre sont largement suffisantes.

Pour les bâtiments de guerre, les marchés de machines n'imposent plus, en général, une durée maximum de la manœuvre comme condition

de recette. Les appareils sont disposés de manière à permettre un mouvement très rapide. Il est convenu qu'on ne doit pas, en temps ordinaire, user de toute la vitesse de mouvement dont on dispose, mais qu'on pourra le faire en cas de nécessité. Au cours des essais, il arrive souvent qu'on fasse subir à la machine l'épreuve d'un changement de marche en 6 secondes, en 5 secondes et même en 4 secondes. Il n'en résulte pas d'avaries dans les organes mobiles, mais on a le sentiment d'un danger; sur un cuirassé, dont les bâtis sont en tôle et cornières, on a cru apercevoir des traces de fatigue dans la charpente même de la machine, en manœuvrant à toute vitesse une mise en train du système Brown.

En principe, si l'on considère qu'un mouvement en 3 secondes, s'il s'exécute régulièrement et sans à-coup brusque, doit donner lieu à des forces d'inertie environ six fois moindres que la marche normale de la machine exécutant deux tours ou deux tours et demi par seconde, on arrive à penser que des dangers des rapidités de manœuvre excessives dépendent de la brusquerie du mouvement à certains moments, plutôt que de sa durée totale. La perfection des systèmes d'asservissement et le bon fonctionnement des freins hydrauliques, employés souvent comme modérateurs, a donc une influence capitale sur la sécurité, dans les manœuvres rapides.

La manœuvre à bras des coulisses Stephenson et des barres Marshall exige un temps très long, parfois une minute et même davantage. Il n'y a pas à s'en préoccuper, parce que l'appareil de manœuvre à vapeur est, de tous les organes de la machine, l'un des moins exposés aux avaries. Cet appareil est, en effet, plus robuste que les mécanismes de conduite des tiroirs, et son rare fonctionnement le met à l'abri de tout danger d'usure, tout au moins quand l'emploi de son moteur est limité à la manœuvre de la mise en train.

§ 2. — Description des appareils de manœuvre

79. — *Mise en train Dupuy-de-Lôme.* — Bien que ce système puisse être considéré aujourd'hui comme abandonné, il se rencontre sur quelques machines encore en service ; il mérite d'ailleurs une description sommaire, en raison de son originalité et de ses propriétés toutes particulières.

Pour faire passer le bras conducteur MM' de l'arbre des tiroirs, fig. 133, de la position MM' correspondant au sens de rotation des

figures, à la position N N' correspondant à la marche inverse, on fait engrener le pignon P, qui termine l'extrémité M du bras, avec une cré-

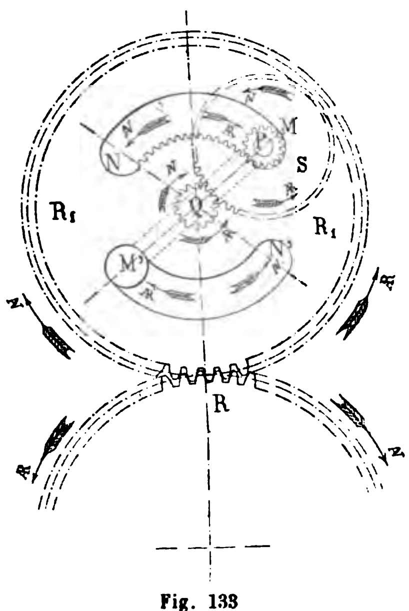


Fig. 133

maillère fixée à la coulisse de la roue R_1. A cet effet, il suffit de faire tourner, en sens inverse R_1, une roue folle Q engrenant avec la roue S fixée au pignon P.

A la roue Q est fixé le volant de manœuvre ; si la machine est au repos, la manœuvre n'offre rien de particulier. Si la machine est en marche, il suffit, pour obtenir le mouvement relatif voulu de Q et de S par rapport à R_1, et par suite l'avance de P sur sa crémaillère, d'arrêter le volant et de le tenir immobile ; un frein pourrait être employé sur le volant, mais il opérerait trop brutalement. Le changement de marche se fait donc automatiquement, pour ainsi dire, et dans un temps extrêmement court, facile à calculer en fonction de la vitesse de rotation de la machine.

Sur les machines relativement faibles de l'ancienne flotte en bois, cet appareil a bien fonctionné ; les plus rapides renversements de marche n'étaient qu'un jeu. Sur les machines plus puissantes des frégates cuirassées, les avaries étaient au contraire continuelles. La machine, partant d'elle-même en arrière avant que le bras M M' fut arrivé au fond de sa coulisse, frappait ce bras avec violence en donnant à toute la masse des tiroirs une impulsion subite ; de là, rupture du pignon N ou parfois des dents de la crémaillère, ou même de l'arbre des tiroirs. Un mécanicien exercé évitait les accidents en fermant à l'avance le

registre de vapeur et en ouvrant la soupape atmosphérique du condenseur, mais alors la manœuvre perdait sa rapidité.

Comme les avaries provenaient de l'indépendance des bras et de la

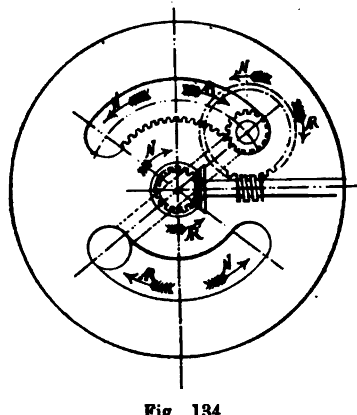


Fig. 134

roue R_1, qui ne permet pas de modérer le mouvement du pignon S, M. Joessel imagina de les relier par un appareil de manœuvre non réciproque, en intercalant une vis sans fin (fig. 134) entre la roue Q, devenue conique, et la roue S. Tous les derniers appareils construits reçurent la disposition Joessel. Le danger de chocs et d'avaries subsista néanmoins, à la suite d'une manœuvre trop rapide de la manœuvre à vapeur, et les accidents ne disparurent pas complètement.

Nous ne décrirons pas la disposition ingénieuse adoptée pour manœuvrer à la vapeur la mise en train *Dupuy-de-Lôme*. L'impossibilité d'obtenir les régulations intermédiaires devenues d'un usage général, depuis qu'on redoute moins les grandes compressions dans les diagrammes, a conduit à l'abandon définitif de cette mise en train.

80. — *Manœuvre de la coulisse Stephenson.* — La manœuvre de la coulisse Stephenson consiste à déplacer le point S, assujetti par la bielle de relevage à décrire la directrice, d'un arc SS' égal à l'arc de la coulisse MN, qui sépare les deux positions de marche en avant et de marche en arrière.

Sauf dans les très petites machines, où la coulisse est manœuvrée directement à l'aide d'un levier, la bielle de relevage est toujours actionnée par un arbre U, figure 135, à l'aide d'une manivelle UQ. L'arbre U porte autant de manivelles que la machine a de coulisses.

Dans les autres systèmes de conduite de tiroirs à directrices variables, barre Marshall, balancier Joy, le changement de marche s'obtient également en faisant tourner un arbre de relevage unique pour toute la

machine. Ce que nous dirons de la manœuvre de la coulisse Stephenson est donc applicable à ces différents systèmes.

Nous parlerons à peine de la mise en train à bras, très peu employée, puisque son usage impose au personnel une fatigue inutile. Elle consiste

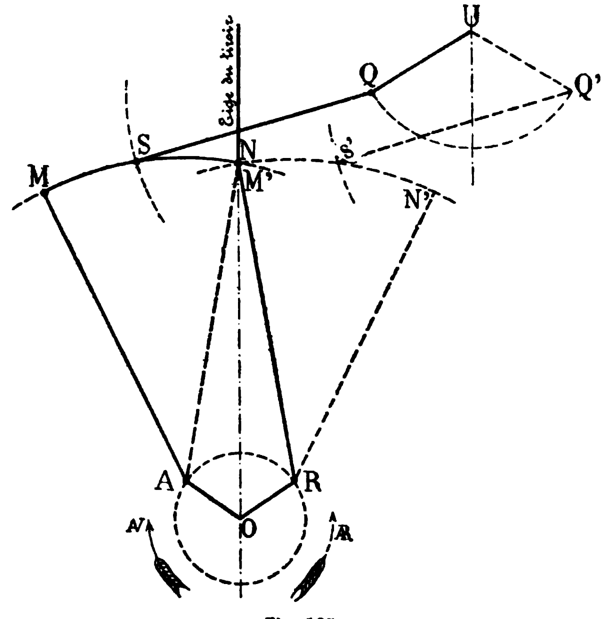


Fig. 135

généralement dans une vis sans fin mue par un volant, qui engrène avec une roue striée calée sur l'arbre de relevage. Le volant ne pouvant recevoir le travail que d'un homme ou deux, une énorme multiplication de l'effort est nécessaire, d'où la lenteur du mouvement, quel que soit le système employé. Le mouvement est toujours très doux, et aucune fatigue des organes n'est à craindre.

Avec les appareils de mise en train à vapeur, la condition principale à satisfaire consiste à rester constamment maître de la vitesse du mouvement et à pouvoir manœuvrer aussi lentement qu'on peut le souhaiter, quand rien n'oblige à opérer avec rapidité. De là l'emploi très répandu des appareils d'asservissement permettant de régler l'avance du piston à vapeur sur celle de la main de son conducteur.

De plus, il est nécessaire que, même dans les manœuvres les plus rapides, la vitesse soit toujours régulière et que le mouvement ne puisse jamais présenter d'accélération brusque, même pendant un temps très court, quelle que soit l'action du mécanicien sur les leviers ou les volants de conduite. De là l'emploi fréquent des vis non réversibles et surtout des freins hydrauliques servant de modérateurs.

Il faut enfin, surtout sur les bâtiments de guerre destinés à marcher aux régulations intermédiaires données par l'appareil de conduite, que l'appareil de manœuvre puisse être arrêté d'une manière stable, dans une position quelconque. Cette condition est naturellement remplie quand l'arbre de relevage est conduit par une vis non réversible. Dans les autres cas, il faut établir un frein de calage permettant d'assurer à l'arbre une parfaite immobilité.

Rappelons en terminant que les points de suspension Q, pour les coulisses, peuvent exécuter de petits mouvements indépendants les uns des autres et indépendants de la rotation de l'arbre de relevage général U. Ces mouvements, indispensables pour corriger les régulations de chaque tiroir, comme nous l'avons vu au n° 69, s'obtiennent en pratiquant, dans les manivelles UQ, des coulisses où glissent les boutons de suspension des bielles de relevage. Les coulisses sont orientées de manière à faire varier soit la longueur de la manivelle seulement, soit à la fois cette longueur et l'angle de calage.

Les appareils de mise en train à vapeur sont très variés. Nous choisirons, pour les décrire, un petit nombre de modèles propres à faire distinguer les principaux principes dont il se fait des applications.

Nous considérerons d'abord les appareils qui donnent le changement de marche par un seul mouvement simple de leur piston à vapeur; ces appareils exigent l'emploi de servo-moteurs et de régulateurs. Nous étudierons séparément les appareils, dans lesquels le moteur fait un grand nombre de tours complets en actionnant l'arbre de relevage ; pour ces derniers, le servo-moteur et le frein régulateur ne sont plus des organes indispensables.

81. — *Mises en train à vapeur avec asservissement du moteur.* — Le modèle le plus simple est celui qui utilise la non réciprocité du mouvement de translation d'un écrou à pas suffisamment court, dans lequel on fait tourner une vis fixe. L'appareil comprend un cylindre à vapeur à double effet A, dont le piston B porte d'un côté une bielle C actionnant l'arbre de relevage, tandis qu'il présente, sur l'autre face, une contre-tige creuse D filetée intérieurement. Le piston ne peut avancer, soit d'un côté soit de l'autre, sous l'action de la vapeur, que si la vis fixe E logée dans la partie filetée de la contre-tige reçoit un mouvement de rotation convenable donnée par le volant F. L'opérateur qui agit sur le volant F, n'a d'ailleurs de résistance à vaincre que de la part du frottement de la vis dans son écrou. Le tiroir de distribution de vapeur J est asservi au mouvement du volant de manœuvre, qui court longitudinalement sur son arbre, d'une petite longueur, comme l'indique

la figure 136, lorsqu'on le fait tourner dans le sens de la mise en marche en avant ou en arrière.

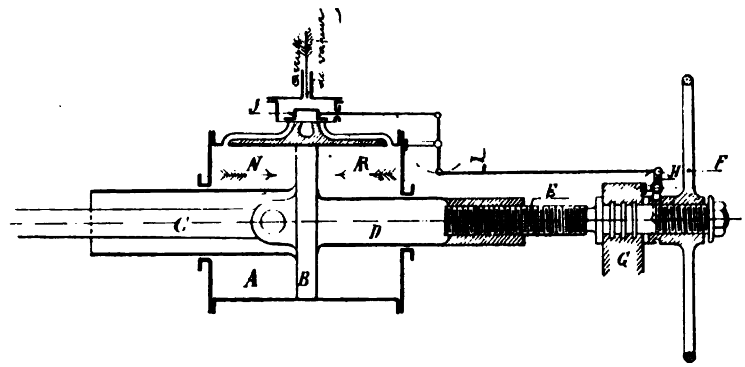


Fig. 136. — (*Sfax*).

Légende.

A Cylindre à vapeur.
B Piston à vapeur.
C Bielle actionnant l'arbre de relevage.
D Tige de piston creuse portant écrou.
E Vis portant butée, actionnant le piston.
F Volant de changement de marche.
G Palier formant butée.
H Bielle à fourche recevant le léger déplacement du volant.
I Mouvement d'asservissement.
J Tiroir à vapeur.

Cet appareil fonctionne sur le *Sfax* d'une manière très satisfaisante. Les mouvements du volant courant sur son arbre fileté se terminent par un choc assez sonore, mais sans répercussion aucune sur les organes.

Du moment qu'on se proposait de commander l'appareil de changement de marche en ayant recours au principe de l'asservissement, l'idée devait se présenter naturellement d'employer un servo-moteur ordinaire, tel que la maison Stapfer les exécute pour les treuils et les appareils à gouverner. C'est un dispositif de ce genre qui a été adopté à Indret pour la machine du *Tréhouart* ; il est représenté figure 137. La commande du tiroir d'asservissement se fait par un petit arbre G qui traverse l'arbre creux L de mise en train, et traverse en K un écrou à long pas donnant le mouvement réversible. En faisant tourner le volant H, on fait avancer l'arbre L et on ouvre à la vapeur. Le piston à vapeur B commande par un engrenage l'arbre de mise en train L, qui, en tournant, ramène l'arbre G en arrière, et ferme ainsi l'admission de vapeur, si l'on ne continue pas à agir sur le volant H. L'asservissement obtenu est parfait.

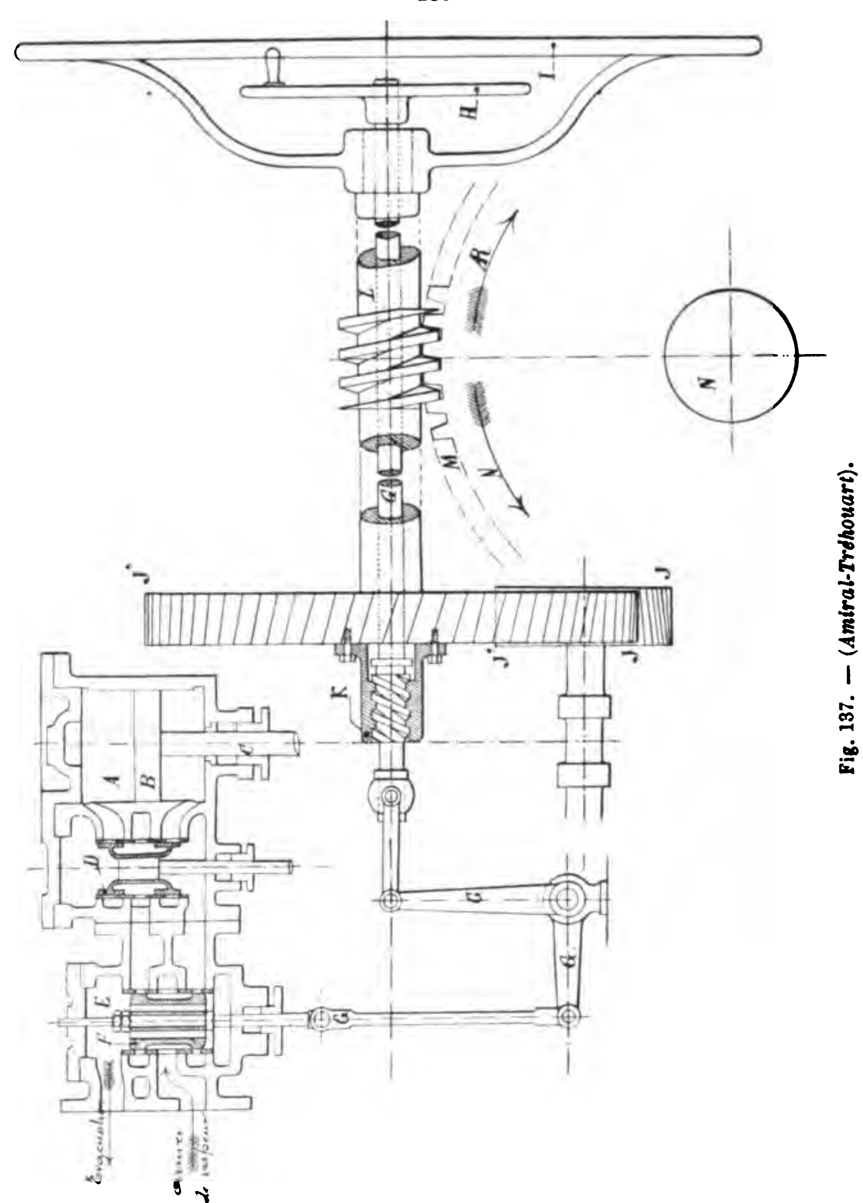


Fig. 137. — (*Amiral-Tréhouart*).

Légende.

A Cylindre à vapeur.
B Piston à vapeur.
C Tige de piston actionnant l'arbre de la roue J.
D Tiroir de distribution.
E Boîte de changement de marche.
F Tiroir de changement de marche.
G Mouvement d'asservissement, comprenant un arbre et des leviers.

H Volant de mise en train à vapeur.
I Volant de mise en train à bras.
JJ' Roues d'engrenage transmettant le mouvement du moteur à l'arbre de mise en train.
K Ecrou commandant le mouvement d'asservissement.
L Arbre de mise en train
M Roue striée clavetée sur l'arbre de relevage.
N Arbre de relevage.

On a depuis longtemps employé les freins à huile, comme modérateurs, pour rendre suffisamment doux les mouvements que l'on veut exécuter d'un seul coup de piston. Ainsi le Creusot a muni de modérateurs à huile, les pistons à vapeur de la mise en train de l'*Annamite* et du *Mytho*. M. Brown, d'Edimbourg, s'est fait une spécialité de la construction de ce genre d'appareils de manœuvre, surtout pour la marine de commerce ; son modèle, dont on est très satisfait sur les paquebots, convient mal aux navires de guerre, sous sa forme normale, parce qu'il ne permet pas l'arrêt de l'arbre de relevage dans les positions intermédiaires et donne seulement le mouvement à bloc, en avant ou en arrière, qui suffit aux paquebots.

Il convient d'ajouter que l'on peut aisément modifier l'appareil Brown de façon à le rendre applicable aux bâtiments de guerre ; c'est un dispositif de ce genre qui a été adopté à Indret sur les machines les plus récentes.

La figure 138 représente la combinaison, sur le *Charles-Martel* d'un servo-moteur du modèle classique de Farcot avec un frein à huile monté sur la tige du piston à vapeur, entre les bielles qui actionnent l'arbre de relevage. Comme détail, on remarquera que le mouvement de l'huile, d'un côté du frein à l'autre, se fait par un tiroir accouplé au tiroir à vapeur et asservi comme lui. Le tiroir d'huile laisse un petit orifice de passage constamment ouvert ; mais il y a, sur le tuyau d'huile, un robinet étanche qui bloque le frein et rend tout mouvement impossible, lorsque le tuyau d'arrivée de vapeur est fermé.

82. — ***Mises en train sans asservissement.*** — Entre les appareils qui précèdent, se rencontre une différence de principe importante, selon que le moteur à vapeur est de petite dimension et exécute une quarantaine de tours complets comme dans le cas de la figure 137, ou que le cylindre a un grand diamètre et que le changement de marche est obtenu d'un seul coup de piston (fig. 138). Il est évident que, dans le premier cas, l'asservissement n'a aucun besoin d'être rigoureux, puisque si le moteur exécute encore une fraction de tour après que le robinet de vapeur

est fermé, le déplacement de l'appareil de mise en train correspondant à cette fraction de tour est insignifiant.

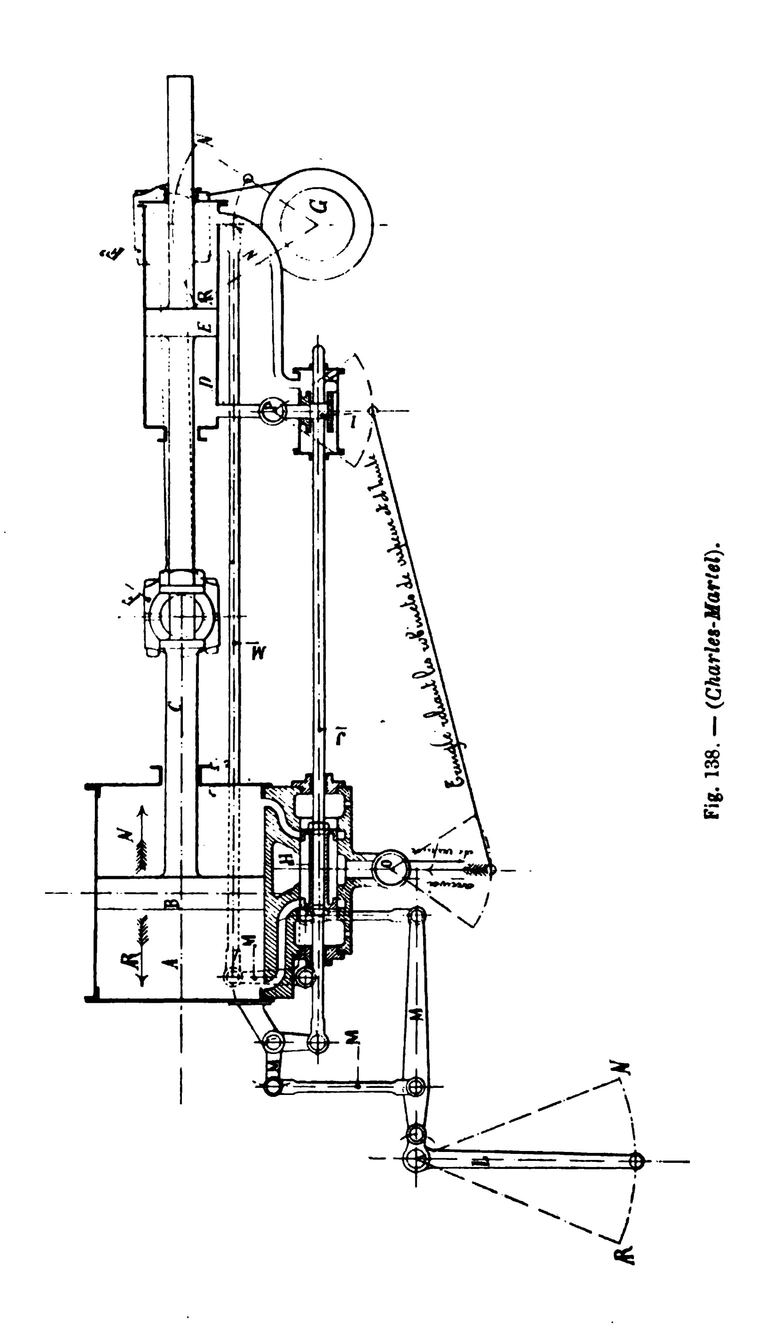


Fig. 138. — (*Charles-Martel*).

Légende.

A Cylindre à vapeur.
B Piston à vapeur.
C Tige.
D Frein à huile.
E Piston du frein à huile.
FF' Bielle de changement de marche, actionnant l'arbre G.
G Arbre de relevage.
H Tiroir à vapeur.
IJ Tiroir à huile et tige commune aux deux tiroirs.
K Boîte à tiroir pour retour d'huile.
L Levier de mise en marche.
M Mouvement d'asservissement.
N Point d'attache du mouvement d'asservissement sur l'arbre de relevage.
O Arrivée de vapeur.
P Robinet de fermeture du passage de l'huile.

Quand la transformation du mouvement comporte une très grande réduction et que le nombre de tours du moteur est élevé, on supprime souvent tout asservissement, et on se contente d'un tiroir ordinaire, avec un registre de vapeur permettant de faire permuter l'admission et l'évacuation de vapeur selon le sens de la rotation à obtenir. On peut même simplifier davantage encore, en disposant les transmissions de telle sorte que le renversement de marche corresponde à une demi-révolution de l'arbre de relevage ; le moteur n'a plus alors besoin que de tourner dans un seul sens, et toute la manœuvre se réduit à celle du robinet d'admission de vapeur.

La nécessité de faire exécuter un certain nombre de tours au moteur n'est point nécessairement une cause de lenteur du mouvement. Certaines machines munies de mises en train à vapeur du genre dont nous nous occupons, celles de l'*Isly* par exemple, exécutent leurs changements de marche en 6 à 8 secondes.

L'emploi d'une petite machine ordinaire à rotation continue pour opérer les renversements de marche permet de supprimer la machine, spéciale destinée à actionner le vireur. Une seule machine, en effet, suffit parfaitement, moyennant l'adoption de deux manchons d'embrayage, et de deux appareils de multiplication de force, en rapport, l'un avec la résistance de la mise en train, l'autre avec celle du vireur. La figure 139 représente un dispositif de ce genre, adopté sur la machine du *Masséna*. La suppression du moteur du vireur est une simplification assez importante pour être recommandée. Par contre, on peut craindre que le moteur unique ne se trouve plus ou moins fatigué dans les virages assez

fréquents de la machine pendant les repos, et ne soit pas toujours en assez bon état, au moment de la manœuvre.

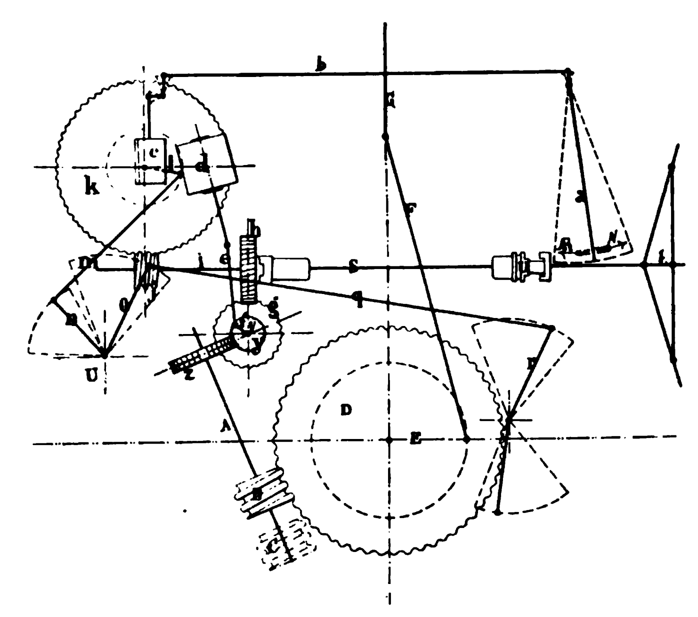


Fig. 139. — (*Masséna*).

Légende.

a Levier de commande du distributeur de vapeur.
b Tringle — d° — d° —
c Distributeur pour renversement de marche, transformant l'admission en échappement et réciproquement.
d Moteur à deux cylindres à vapeur du changement de marche.
e Bielles motrices et *f* manivelles.
V Arbre du moteur *d*.
g Roue striée, calée sur le prolongement de l'arbre V qui conduit la mise en train à vapeur.
h Roue hélicoïdale embrayée sur l'arbre S pour la commande à vapeur. Cette roue est folle pendant la commande à bras.
i Arbre.
j Vis sans fin actionnant la roue K.
k Roue à vis sans fin calée sur un arbre à deux manivelles.
l Arbre à deux manivelles pour commande de l'arbre de relevage.
m Bielles d'accouplement de l'arbre de relevage aux manivelles ci-dessus.
n Leviers de commande de l'arbre de relevage.
U Arbre de relevage.
o Manivelle de relevage.
q Bielles de relevage commandant les leviers de suspension *r*.
r Levier de suspension de la barre Marshall.

s Prolongement de l'arbre I, portant deux manchons d'embrayage conjugués, l'un pour la roue *h*, l'autre pour le volant à bras *t*.
t Volant de commande à bras, immobilisé dans la commande à vapeur.
u Débrayage commandé par levier de l'arbre S et celui du volant *t*.
V Prolongement de l'arbre du moteur, réuni à ce dernier par un manchon d'embrayage.
x Débrayage commandé par levier des arbres *f* et *v*.
y Vis sans fin calée sur l'arbre du vireur.
z Roue à vis sans fin correspondant à la vis ci-dessus.
A Arbre de vis sans fin du vireur (2e transmission).
B Position de la vis sans fin pendant le virage.
C — pendant le fonctionnement de la machine motrice.
D Roue striée du vireur.
E Arbre, F Bielle, G Tige de piston de la grande machine.

La complication des transmissions qu'*il* entraîne a fait abandonner, à Indret, le système de mise en train sans asservissement donnant le mouvement au vireur.

Qu'ils conduisent ou non le vireur, les moteurs des mises en train à vapeur doivent développer un travail beaucoup plus considérable, quand ils font plusieurs tours complets, que lorsqu'ils opèrent en une seule demi-course ; les transmissions intercalées entre l'arbre du moteur et l'arbre de relevage absorbent en effet les cinq sixièmes environ de la puissance, quand il s'agit de réduire l'angle parcouru dans un rapport qui n'est pas inférieur à celui de 100 à 1.

Soient en effet :

N le nombre des cylindres d'un appareil de manœuvre,
d le diamètre des cylindres,
c la course des pistons,
n le nombre de tours exécuté pour renverser la marche, qui est égal à 0,5 pour tous les moteurs sans multiplication de mouvement,
P la pression de la vapeur.

Le travail exécuté par la mise en train peut être représenté par le produit

$$Nd^2CnP,$$

et peut, sous cette forme, être comparé à la puissance F de la machine qu'il s'agit de manœuvrer.

En faisant le calcul pour un groupe de moteurs renversant la marche en une seule course, et un groupe de moteurs exécutant un grand nombre de tours, on forme le tableau suivant :

TABLEAU XIV

Puissance comparative de la puissance des moteurs de la mise en train

	N	d	c	n	P	F	$\frac{Nd^2cnP}{F} \times 10^5$
Charles-Martel .	1	0^m450	0^m604	0^t5	13^k8	$7418^{ch.}$	1,13
Du Chayla. .	1	0,420	0,519	0,5	13,8	4785	1,27
Galilée. . . .	1	0,360	0,464	0,5	13,6	3524	1,16
Sfax	1	0,560	0,600	0,5	7,54	3248	2,18
Moyenne . .				0,5			1.436
Guichen . . .	2	0^m190	0^m180	51^t75	15^k	$8000^{ch.}$	12,61
Gueydon . . .	2	0,190	0,180	33	15	6533	9,65
Desaix. . . .	2	0,170	0,170	33	15	5700	8,53
Masséna . . .	2	1,170	0,170	23,1	12	4500	6,05
Amiral-Tréhouart	2	0,150	0,120	66	12,4	4051	10,90
Jean-Bart. . .	2	0,150	0,150	51	10,8	3888	9,56
Moyenne . .				43			9,583

83. — ***Résumé et conclusions de la première partie.*** — Nous terminerons l'étude de la marche de la vapeur à travers la machine, de son travail, de ses transformations diverses, par une remarque sur l'impossibilité de respecter, d'une manière absolue, les distinctions qui ont conduit à partager en trois parties les matières de cet ouvrage. Il existe, en effet, un certain nombre d'organes, pour lesquels on ne peut séparer la description et le fonctionnement mécanique de leur rôle dans la production du travail moteur.

Ainsi, il y aurait quelque motif de suivre ici la vapeur dans sa dernière transformation, en étudiant le condenseur. Mais il nous a semblé que le condenseur, organe entièrement distinct, aussi indépendant que les chaudières elles-mêmes, des parties de la machine, cylindres et tiroirs, où se prépare et s'exécute la production du travail, devait être étudié séparément ; le rôle important des pompes a conduit dès lors à rattacher tout ce qui concerne le condenseur aux recherches sur le fonctionnement mécanique de la machine en général, en le renvoyant ainsi à la fin de la deuxième partie.

Par contre, nous avons empiété sur la troisième partie, à l'occasion de la distribution de la vapeur et de la manœuvre de la machine, en donnant de suite la description, aussi sommaire d'ailleurs que possible, des appareils de conduite et de manœuvre.

En résumé, cette première partie associe l'une à l'autre l'étude du travail de la vapeur et celle des moyens d'obtenir ce travail, la première

d'ordre purement mécanique, la seconde en grande partie du domaine de la géométrie. Le lien, entre ces deux ordres de recherches, concourant au but final de l'utilisation de la vapeur à réaliser, est particulièrement étroit, entre les matières des deux chapitres II et III, consacrés l'un à l'analyse des diagrammes d'indicateur, le second à celle des causes qui influent sur la forme de ces diagrammes.

Comme conclusion, nous devons rappeler surtout le résultat final auquel nous ont conduits les calculs des chapitres I et II. L'accroissement de l'utilisation théorique U n'est pas entièrement à dédaigner ; les conditions de fonctionnement de la machine parfaite s'amélioreront encore par l'élévation des pressions et l'allongement des détentes, mais elles s'amélioreront avec une lenteur toujours croissante. Dès à présent, le perfectionnement de l'utilisation spécifique U_s, mérite surtout d'appeler l'attention des constructeurs ; la réalisation d'un organe de distribution parfait, permettant de disposer de l'admission et de l'évacuation indépendamment l'une de l'autre, réduisant à rien ou presque à rien les effets actuellement si nuisibles des étranglements de vapeur, serait le plus sûr moyen de réduire la consommation de vapeur par cheval.

L'étude du travail de la vapeur a été traitée avec beaucoup plus de développements que ne le seront l'étude du fonctionnement mécanique et la description des organes, et cela pour deux motifs.

En premier lieu, il n'existe guère d'ouvrage exposant en détail les principes des machines marines, sous le rapport de l'utilisation de la vapeur, tandis que l'on trouve d'excellents manuels de construction pratique.

En second lieu, il est permis d'espérer que l'exposé des principes généraux, sur lesquels repose le fonctionnement des machines actuelles, a une utilité moins éphémère que la description des organes, sans cesse renouvelés par l'ingéniosité des constructeurs aidée des progrès de la métallurgie. L'exposé rapide, fait par M. de Fréminville de la théorie du refroidissement au condenseur, d'après Reech, qui conduisait à l'adoption de la détente multiple, a rendu singulièrement plus de services, en effet, que la description de la machine à balancier du *Gomer* ou de la machine à connexion directe de l'ancien *Fulton*, dans le premier ouvrage consacré, en France, au sujet qui nous occupe.

DEUXIÈME PARTIE

FONCTIONNEMENT MÉCANIQUE
DES MACHINES

CHAPITRE VI

COUPLE DE ROTATION DE LA MACHINE ET TRÉPIDATIONS DE LA COQUE. FORCES D'INERTIE.

§ 1. — Forces d'inertie de rotation et de translation.

84. — *Forces en jeu dans les machines en mouvement.* — Les principales forces, dont le jeu constitue le fonctionnement intérieur des machines et détermine les efforts exercés sur les appuis, sont au nombre de trois, savoir :

1° La pression de la vapeur, étudiée dans les cinq chapitres qui précèdent. La valeur moyenne de la force motrice produite par la vapeur, et ses valeurs particulières à chaque instant, se déterminent, d'après les diagrammes d'indicateurs, comme nous l'avons vu au chapitre II.

2° Le poids des pièces mobiles.

3° Les forces d'inertie.

Pour pouvoir calculer les effets de ces trois forces combinées, il nous reste à calculer la valeur des forces d'inertie. La place importante, que cette détermination occupe dans le présent chapitre, permet de le regarder comme consacré spécialement aux forces d'inertie, bien que le rôle des deux autres forces y soit également pris en considération.

Les forces d'inertie doivent figurer d'ailleurs au premier rang dans l'étude du fonctionnement mécanique des machines. Ces forces interviennent, en effet, dans le moment moteur, en y introduisant des couples très importants ; de plus, elles sont seules en action, pour produire les violents efforts exercés par les machines sur leurs points d'appui.

85. — *Effort exercé par la vapeur sur la charpente d'une machine.* — Il importe tout d'abord de bien distinguer, de l'effet des forces d'inertie, celui de la pression de la vapeur seulement, qui est le même, sur la machine immobile et sur la machine en mouvement.

On dit assez habituellement que *la machine travaille sur elle-même*, c'est-à-dire que la vapeur n'y produit que des forces intérieures. Cela est parfaitement vrai, en ce qui concerne l'absence de toute résultante de translation. La vapeur introduite dans un cylindre presse, en effet, sur le fond du cylindre comme sur le piston ; l'effort transmis par la manivelle et l'arbre aux supports de paliers se trouve ainsi contre-balancé exactement ; le résultat final se résume en une tension et une compression alternatives des bâtis, qui réunissent le cylindre à la plaque de fondation.

Au point de vue des moments, au contraire, la pression de la vapeur exerce sur l'ensemble de la machine un effet bien déterminé, qui tend à produire l'inclinaison en sens inverse de la rotation de l'arbre.

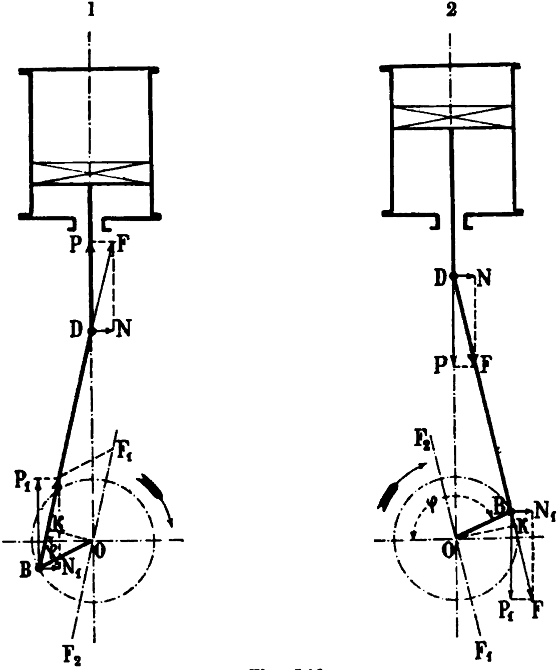


Fig. 140

Considérons la pression P de la vapeur sur le piston, transmise en D au pied de bielle, et dirigée de bas en haut pendant la montée du piston, fig. 140, n° 1, et de haut en bas pendant sa descente, fig. 140, n° 2. Au point D, la force P se combine avec la réaction N de la glissière sur le patin de pied de bielle, pour donner la résultante F dirigée suivant la bielle. En B, à la tête de bielle, la force F se décompose, en reproduisant la force verticale P_1 et la force horizontale — N_1.

La force verticale P_1, transportée au centre O et transmise aux paliers,

est celle qui contre-balance P et produit la tension ou la compression des bâtis.

La force horizontale N_1, combinée avec la pression — N du patin sur la glissière, produit un couple d'inclinaison ou de chavirement de toute la machine sur son plan de pose.

La figure 140 montre que le couple d'inclinaison de la machine garde le même sens, qui est le sens contraire au couple de rotation de l'arbre, dans toutes les positions du piston.

De plus, le moment d'inclinaison de la machine est constamment égal au moment de rotation de l'arbre. En effet, si nous appliquons en O deux forces F_1, F_2 égales et contraires, égales toutes deux à F, la force F_2, combinée avec F, produit le couple de rotation de l'arbre, dont le moment est

$$F \times \overline{OK};$$

la force F_1 donne la composante verticale égale et contraire à P, que nous avons déjà considérée, et la composante horizontale N, qui, composée avec — N, produit le couple d'inclinaison de la machine, dont le moment est

$$\mathcal{M} = N \times \overline{OD}.$$

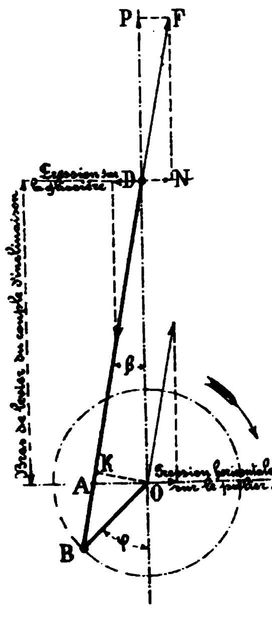


Fig. 141

Or, les deux triangles semblables DPF et DOK donnent,

$$\frac{F}{N} = \frac{OD}{OK},$$

d'où nous tirons,

$$(1) \qquad F \times OK = N \times OD = \mathcal{M}.$$

Les glissières constituent ainsi le point d'appui du moteur contre le couple résistant de l'hélice.

L'équation (1) permet de calculer assez facilement le moment d'inclinaison $\mathcal{M}$. Nous avons en effet, figure 141,

$$F = \frac{P}{\cos \beta},$$

et, en appelant r le rayon de la manivelle, égal à $\frac{C}{2}$,

$$OK = r \sin (\varphi - \beta);$$

nous en tirons,

$$(2) \qquad \mathcal{M} = Pr \frac{\sin (\varphi - \beta)}{\cos \beta} = \frac{1}{2} CP \frac{\sin (\varphi - \beta)}{\cos \beta}.$$

Le moment maximum est atteint, lorsque l'angle φ est égal à 90° ; la

valeur de ce maximum est la même que si la bielle était de longueur infinie et l'angle β égal à zéro.

En effet, les deux triangles semblables DPF et OKA donnent

(1 *bis*) $$F \times \overline{OK} = P \times \overline{OA},$$

quel que soit l'angle φ. Le maximum de $\mathfrak{M}$ correspond donc, quand on considère P comme constant, au maximum de OA, qui est $\frac{C}{2}$, pour $\varphi=90°$; sa valeur est

(3) $$\mathfrak{M}_m = \frac{1}{2} C \times P,$$

ou, en remplaçant la pression totale P par son expression en fonction de l'ordonnée moyenne p,

(4) $$\mathfrak{M}_m = \frac{1}{8} \pi D^2 C p \times 10.000.$$

En supposant que l'ordonnée p au moment du passage du piston à mi-course est égale à l'ordonnée moyenne du diagramme, l'expression qui précède peut s'écrire :

(4 *bis*) $$\mathfrak{M}_m = \frac{60 \times 75}{4 N} F = 1125 \frac{F}{N}.$$

Il est clair que les équations (4) et (4 *bis*) reposent sur des hypothèses quelque peu contradictoires. Toutefois elles expriment le maximum de $\mathfrak{M}$, avec une approximation suffisante pour la pratique. Il est également permis d'admettre, que l'instant du maximum des moments coïncide avec celui des passages du piston à mi-course; on voit ainsi comment cet instant varie, d'un cylindre à l'autre, pour les différents pistons d'une machine.

Le moment d'inclinaison $\mathfrak{M}$ de l'effort du piston sur la glissière est toujours trop faible pour fatiguer les attaches de la machine et de la coque. Il n'imprime pas non plus de bande appréciable à un navire, dans les conditions normales de stabilité des bâtiments droits ; mais lorsqu'en s'inclinant pour d'autres motifs, un bâtiment vient à s'approcher de la position d'équilibre instable, le moment $\mathfrak{M}$ dû aux effets de la tête de bielle et du patin peut suffire pour faire franchir la position d'équilibre instable et amener le chavirement. On a eu, sur le *Tonnerre* à son premier armement, la démonstration frappante des effets du couple $\mathfrak{M}$; l'action du gouvernail pouvait faire chavirer le bâtiment sur bâbord, tandis que sur tribord, elle se trouvait contre-balancée par $\mathfrak{M}$ en même temps que par le couple de redressement, à une certaine inclinaison d'équilibre stable.

Nous terminerons cette étude des effets de la vapeur par deux remarques, dont la première est importante.

En premier lieu, les deux figures 140 montrent que l'action du patin de pied de bielle sur la glissière est toujours dirigée dans le même sens, et que la face travaillante est toujours la même, soit pendant la descente, soit pendant la montée. Seulement la figure suppose que P est dirigé vers le bas pendant la descente et vers le haut pendant la montée, La direction de N se renverse, et un choc sur la glissière est possible. lorsque P change de direction avant la fin de la course, comme on le voit sur les diagrammes de la figure 17, page 43.

En second lieu, si, dans la force P, nous faisons entrer le poids Π des pièces mobiles, le moment de rotation et le moment d'inclinaison sont modifiés, mais restent toujours exactement égaux l'un à l'autre. La pression de la vapeur sur le fond de cylindre, au contraire, n'est plus égale à P; elle est plus grande que P pendant la montée du piston et plus faible pendant la détente. Il ne serait plus tout à fait exact, dans ces conditions, de dire que la machine travaille sur elle-même.

86. — *Rappel des principes concernant l'inertie et les forces d'inertie.* — Supposons qu'un corps mobile M, de masse m soit animé d'un mouvement de translation varié, et soit j son accélération à un moment donné. La résultante de toutes les forces agissant sur M est égale à $+ mj$.

Supposons que les forces exercées sur M se composent de forces connues, telles que la pesanteur, la pression de la vapeur, etc., dont la résultante est F, et de réactions exercées par des points d'appui ou d'autres corps mobiles reliés à M, dont la résultante est R. Les trois forces mj, F et R forment un parallélogramme qui permet de déterminer l'une d'elles, quand les deux autres sont connues.

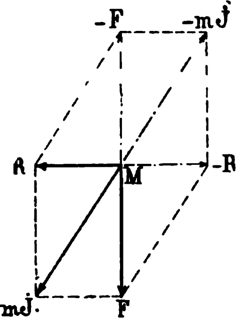


Fig. 142

Dans une machine, on connaît le mouvement géométrique des diverses pièces M et, par suite, la grandeur et la direction de j et de mj. On connaît la force F; on se propose de déterminer la réaction R, ou plutôt l'action — R de chaque corps M considéré, sur ses points d'appui.

La force — R, d'après la figure 142, est la résultante de F et de $-mj$. La force $-mj$, de sens opposé à j, est la force d'inertie du corps M, exercée par lui sur ses points d'appui ou sur les autres corps auxquels il est mécaniquement relié.

Lorsque la force F est nulle, la force — R est égale à — mj, c'est-à-dire que la réaction du corps M sur tout l'ensemble des corps agissant extérieurement sur lui se confond avec sa force d'inertie.

Appliquons ces principes élémentaires aux pièces mobiles d'une machine à vapeur, en négligeant tout d'abord l'obliquité de la bielle, sauf à en tenir compte plus tard.

Sur l'ensemble du piston et de sa tige, les forces composant F comprennent :

La pression P de la vapeur;
Le poids Π_p des deux pièces;
La pression N de la glissière sur le patin;
La pression -- N du pied de bielle sur son tourillon;
Les deux dernières de ces forces se détruisent.

Par suite, l'action R_p de la tête de tige sur le pied de bielle est la résultante de P, de Π_p et de la force d'inertie I_p dont la valeur est

$$I_p = - \frac{\Pi_p}{g} j_p. \tag{5}$$

De même l'action R_b de la bielle sur la manivelle de l'arbre est la résultante de toutes les forces extérieures exercées sur la bielle, comprenant son poids Π_b avec la force R_p, et de la force d'inertie de la bielle elle-même,

$$I_b = \frac{\Pi_b}{g} j_b. \tag{6}$$

Enfin l'action R_m de la manivelle sur l'arbre est la résultante de toutes les forces extérieures, que la manivelle subit, et de sa propre force d'inertie.

Nous arrivons ainsi, de proche en proche, à trouver sur l'arbre, sept forces agissantes :

$$P,\ \Pi_p,\ I_p,\ \Pi_b,\ I_b,\ \Pi_m,\ I_m.$$

La dernière de ces forces est une force d'inertie dans le mouvement circulaire, c'est-à-dire une force centrifuge.

Nous connaissons la pression P de la vapeur, et le poids Π des pièces mobiles; nous avons à étudier les forces d'inertie I_p, I_b, I_m exercées par le piston et ses annexes, bielle et manivelle.

87. — *Conditions dans lesquelles les forces d'inertie se calculent. Classification de ces forces.* — L'étude des forces d'inertie des machines marines n'a pas pu être faite en attribuant aux pièces leur mouvement véritable; elle ne donne, par conséquent, que des résultats approchés.

Tout d'abord, on admet souvent que le mouvement alternatif véritable du piston peut être remplacé, sans trop d'erreur, par un mouvement pendulaire simple suivant une loi sinusoïdale. En d'autres termes, on suppose que la bielle a une longueur infinie par rapport à la manivelle, et qu'elle se meut parallèlement à elle-même, conformément à l'hypothèse qui sert de base à l'épure de régulation circulaire et à l'étude des conditions de départ des machines, nos 72 et suivants. Les calculs de forces d'inertie des machines du *Kaiser-Wilhelm-der-Grosse* en particulier, dont les résultats sont donnés nos 96 et 107 du présent chapitre, ont été faits dans cette hypothèse.

Les formules algébriques, lorsque l'on tient compte de l'influence de l'obliquité de la bielle sur le mouvement de translation du piston, deviennent nécessairement plus compliquées ; mais leur application est très simple, le calcul numérique des tableaux nécessaires ayant été fait une fois pour toutes. Tous les résultats calculés à Indret pour des machines françaises, qui sont donnés nos 96 et 107, sont établis en faisant la correction de l'obliquité de la bielle, qui est très importante, comme nous le verrons au numéro 89.

La question de l'obliquité de la bielle étant ainsi réglée, on reste en présence de difficultés plus sérieuses, qui exigent le recours à deux hypothèses, dont le degré d'exactitude n'est pas exactement établi.

En premier lieu, on suppose que la vitesse de rotation de l'arbre à vilebrequins est uniforme, ce qui n'est pas possible, puisque le moment moteur est variable et que les machines marines n'ont pas de volant. La figure 143 représente les variations de la vitesse angulaire de la machine du *Jauréguiberry*, relevées au cours des essais par M. Moritz. Les

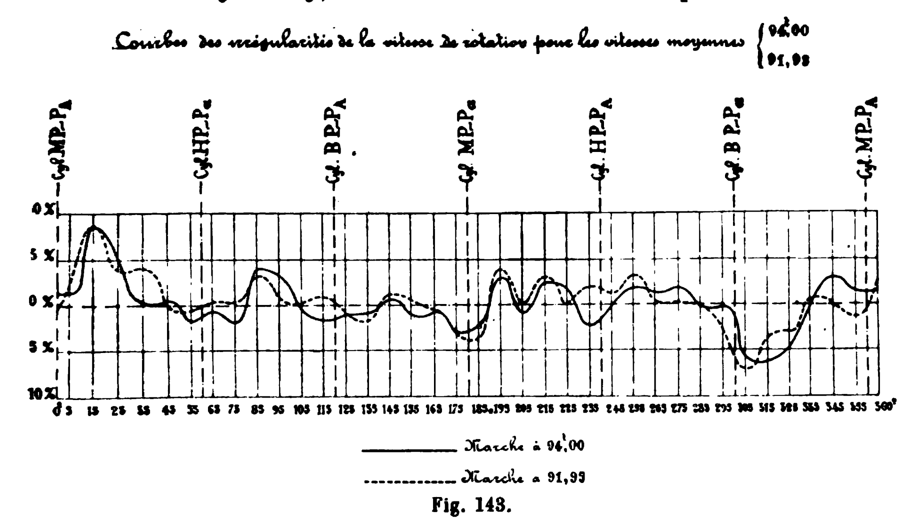


Fig. 143.

courbes représentent, pour deux allures, les différences, à chaque instant, entre la vitesse à cet instant et la vitesse moyenne pour un tour complet, exprimées en tant pour cent de la vitesse moyenne. L'écart atteint 8 % en moyenne, savoir 9 % en plus, et 7 % en moins. La force centrifuge, proportionnelle au carré de la vitesse, subit donc des écarts de 17 % en plus et en moins, ou de 34 % du minimum au maximum, qui influent très sensiblement sur les forces d'inertie. Ni les accélérations tangentielles, ni les changements apportés à l'accélération de translation verticale du piston, ne sont, non plus, négligeables.

La seconde hypothèse consiste à admettre que toutes les forces d'inertie développées par la bielle, dans son double mouvement de translation et d'oscillation angulaire, peuvent être remplacées par celles que donneraient deux masses concentrées, l'une au pied de bielle, l'autre à la tête de bielle, présentant ensemble la masse totale de la bielle et ayant le même centre de gravité.

Nous étudierons, au numéro 91, les modifications que cette seconde hypothèse devrait subir, pour rentrer dans les conditions de la réalité. Telle que nous venons de l'exposer, elle est acceptée, malgré ses inexactitudes ; elle a le très grand avantage de permettre un classement très simple de toutes les forces d'inertie, en forces d'inertie de rotation et forces d'inertie de translation.

Les forces d'inertie de rotation I_m sont entièrement produites par les manivelles et les têtes de bielles. Elles sont intégralement exercées sur les paliers. Elles sont uniquement centrifuges. Elles sont constantes en intensité, et variables en direction, de 0° à 360°, dans le plan perpendiculaire à l'axe de l'arbre.

Les forces d'inertie de translation I_p sont produites par le piston, la tige, la traverse et son patin, enfin par le pied de bielle. Elles s'exercent sur les paliers et sur les glissières, à la manière de la pression de la vapeur P. Elles sont variables en intensité, depuis zéro jusqu'à un maximum. Elles sont toujours dirigées suivant la verticale, de haut en bas pendant la demi-course inférieure des montées et des descentes (côté A du cylindre), de bas en haut pendant la demi-course supérieure (côté *a*).

Les forces de rotation et de translation ne diffèrent pas seulement par l'origine et le point d'application que nous venons de désigner, ainsi que par la valeur numérique, que nous étudierons au numéro 88; elles diffèrent aussi par leur rôle.

Les forces d'inertie de rotation n'interviennent pas dans le couple de rotation des machines ; elles influent seulement sur les vibrations de la coque étudiées aux § 3 et 4, en associant leurs effets à ceux des forces d'inertie de translation.

Les forces d'inertie de translation, plus importantes que les précédentes, interviennent à la fois dans le couple de rotation de la machine, et dans les vibrations imprimées par la machine à la coque du navire.

88. — *Expression approximative des forces d'inertie.* — Considérons d'abord les forces d'inertie de rotation, les plus simples de toutes.

Soient ω la vitesse angulaire de l'arbre,

r la distance d'une masse mobile à l'axe de rotation.

La force d'inertie centrifuge est, pour une masse μ,

$$\mu r \omega^2 = \mu r \left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2. \tag{7}$$

Pour une masse supposée concentrée à l'axe de la soie de manivelle, la force totale est,

$$I_m = \frac{\Pi}{g} \frac{C}{2} \left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2, \tag{8}$$

C étant la course des pistons. En effectuant les calculs numériques, cette expression devient,

$$I_m = 0{,}000559\, \Pi\, C\, N^2, \tag{9}$$

I_m et Π étant exprimés en kilogrammes et C en mètres.

La formule (9) est généralement adoptée pour les applications numériques, avec les deux hypothèses qu'elle comporte, concentration de la masse à l'axe de la soie et parallélisme de toutes les forces élémentaires.

Le poids Π qui y figure comprend le poids total de la soie, mais la moitié seulement du poids des deux bras de manivelle, dont le centre de gravité est supposé situé au milieu du rayon ; il comprend de plus le poids de la portion de bielle, qui est supposée concentrée sur la soie et participant à son mouvement.

En introduisant la vitesse moyenne des pistons,

$$V = \frac{CN}{30},$$

qui est à peu près la même pour toutes les machines contemporaines, la formule (9) devient,

$$I_m = 0{,}0168\, \Pi\, V\, N. \tag{10}$$

Si nous attribuons à V la vitesse assez usuelle de 5 mètres, nous trouvons

$$I_m = 0{,}084\, \Pi\, N = \Pi \frac{N}{12}. \tag{11}$$

Calculons maintenant de la même manière les forces d'inertie de translation.

L'obliquité β de la bielle étant négligée, la hauteur z, au-dessus de son point mort inférieur, de toute la masse mobile, piston, traverse, portion de bielle concentrée en D, qui a son centre de gravité en G, est la même que celle du pied de bielle D.

$$z = -\frac{C}{2}(1-\cos\varphi), \tag{12}$$

ce qui nous donne, pour la valeur de l'accélération,

$$\frac{d^2z}{dt^2} = -\frac{C}{2}\cos\varphi\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 = -\frac{C}{2}\omega^2\cos\varphi. \tag{13}$$

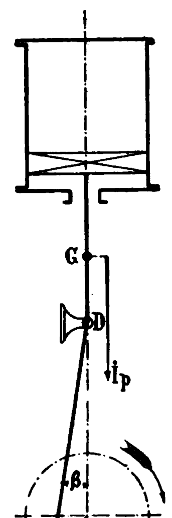


Fig. 144

La règle des signes a été choisie de manière à donner le signe + aux accélérations et aux forces verticales dirigées comme la pesanteur, c'est-à-dire de haut en bas.

L'équation (13) conduit, pour l'expression de la force d'inertie,

$$I_p = -\frac{\Pi}{g}\frac{d^2z}{dt^2}, \tag{5}$$

en y remplaçant la vitesse angulaire ω par sa valeur en fonction du nombre de tours, à la formule

$$I_p = \frac{\Pi}{g}\frac{C}{2}\left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2\cos\varphi. \tag{14}$$

Cette formule peut prendre les deux formes,

$$I_p = 0{,}000559\,\Pi\,C\,N^2\cos\varphi, \tag{15}$$

$$I_p = 0{,}0168\,\Pi\,V\,N\cos\varphi, \tag{16}$$

et, pour une vitesse moyenne des pistons égale à 5^m, la forme

$$I_p = 0{,}084\,\Pi\,N = \Pi\frac{N}{12}\cos\varphi. \tag{17}$$

L'expression de la force de translation I_p est donc la même que celle de la force centrifuge I_m, avec adjonction du facteur $\cos\varphi$; les deux valeurs maxima de I_p sont égales à I_m, pour une même valeur du poids Π, et de même sens que I_m. On peut donc réunir les deux expressions en une seule I, lorsque l'on considère seulement la valeur maximum, dans la force d'inertie de translation.

L'expression des forces d'inertie appelle immédiatement deux observations.

En premier lieu, sous la forme (9), (15), et plus encore sous la forme (11), (17), cette expression semble indiquer que les deux facteurs C et N de la vitesse moyenne V des pistons ont, sur les forces d'inertie, une influence toute différente. Cette conclusion serait inexacte, parce que le poids des tiges de piston, bielles, manivelles, qui forme la plus grande partie du poids Π, croît proportionnellement à la course C, et même plus vite que C.

Le poids Π, dans son ensemble, est sensiblement proportionnel au produit

$$D^2 C p,$$

qui figure dans l'expression (5) du travail F, page 46. Par suite, le produit $\Pi C N^2$, dans les expressions (9) et (15), est proportionnel à

$$D^2 p\ C^2 N^2, \text{ ou encore, à } F \times C N.$$

Il convient donc de considérer la force d'inertie I des pièces mobiles comme sensiblement proportionnelle à la puissance F des machines et à la vitesse moyenne des pistons CN, sans distinguer entre les deux facteurs C et N de cette vitesse.

En second lieu, sous la forme (11), (17), l'expression des forces d'inertie montre clairement combien leur valeur numérique est élevée, comparativement au poids des pièces en mouvement. Le nombre de tours N est en effet fréquemment égal à 120, sur les cuirassés et les grands croiseurs, ce qui donne

$$I = 10\,\Pi.$$

Lorsque N est de 360, comme il arrive sur les torpilleurs et les contre-torpilleurs, l'équation (11) indique

$$I = 30\,\Pi\,;$$

Si, en même temps, la vitesse moyenne des pistons V atteint 7^m la force d'inertie I dépasse 40 Π.

L'obliquité des bielles augmente encore l'intensité des forces d'inertie au haut de la course, et peut la porter à 50 Π.

Il n'y a pas lieu d'être surpris, d'après ces chiffres, de l'intensité des effets des forces d'inertie, qui ont menacé parfois la coque des navires légers, d'une véritable dislocation.

89. — *Influence de l'obliquité de la bielle sur le mouvement du piston.* — Considérons le mouvement géométrique des bielles dans l'espace, sans nous occuper ici des forces d'inertie que ce mouvement fait développer aux bielles elles-mêmes.

Par suite de l'obliquité β de la bielle, la hauteur z du piston, au-dessus

de son point mort inférieur, est diminuée à chaque instant de la hauteur

$$(18)\qquad e = b\,(1 - \cos\beta),$$

ainsi que nous l'avons vu déjà au n° 64.

Soit m le rapport de la longueur de bielle b à la demi-course ou au rayon de la manivelle ; nous avons trouvé,

$$(19)\qquad e = \frac{C}{2}\left(m - \sqrt{m^2 - \sin^2\varphi}\right).$$

La hauteur du piston passe ainsi de la valeur $-z$, à la valeur

$$-y = -z + e,$$

y étant négatif, comme z, mais moindre en valeur absolue.

En remplaçant z et e par leurs valeurs (12) et (19), nous avons

$$(20)\qquad y = -\frac{C}{2}\left(1 - \cos\varphi - m + \sqrt{m^2 - \sin^2\varphi}\right);$$

en différentiant, et en remplaçant $\frac{d\varphi}{dt}$ par ω,

$$(21)\qquad \frac{dy}{dt} = -\frac{C}{2}\,\omega\left(\sin\varphi - \frac{\sin 2\varphi}{2\sqrt{m^2 - \sin^2\varphi}}\right),$$

$$(22)\qquad \frac{d^2y}{dt^2} = -\frac{C}{2}\,\omega^2\left(\cos\varphi - \frac{m^2\cos 2\varphi + \sin^4\varphi}{\left(m^2 - \sin^2\varphi\right)^{\frac{3}{2}}}\right).$$

Dans cette nouvelle valeur de l'accélération verticale du piston, le second terme du facteur entre parenthèse représente la correction qui tient compte de l'obliquité de la bielle.

La force d'inertie I_p calculée avec l'accélération exacte est, en y remplaçant la vitesse angulaire par sa valeur en fonction du nombre de tours,

$$(23)\qquad I_p = \frac{\Pi}{g}\,\frac{C}{2}\left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2\left(\cos\varphi - \frac{m^2\cos 2\varphi + \sin^4\varphi}{\left(m^2 - \sin^2\varphi\right)^{\frac{3}{2}}}\right),$$

$$(24)\qquad I_p = 0{,}000559\,\Pi\,C\,N^2\left(\cos\varphi - \frac{m^2\cos 2\varphi + \sin^4\varphi}{\left(m^2 - \sin^2\varphi\right)^{\frac{3}{2}}}\right).$$

Dans le terme correctif, on néglige quelquefois $\sin^4\varphi$ au numérateur et $\sin^2\varphi$ au dénominateur, ce qui ne change pas les deux valeurs extrêmes du terme ; on arrive ainsi à l'expression plus simple, et encore assez exacte,

$$(25)\qquad I_p = 0{,}000559\,\Pi\,C\,N^2\left(\cos\varphi - \frac{\cos 2\varphi}{m}\right).$$

Nous nous en tiendrons, pour tous les calculs numériques, à l'expression (24).

Les deux valeurs extrêmes du facteur de I_p fonction de l'angle φ sont, en valeur absolue,

1° pour $\varphi = 0$, cas de la force d'inertie dirigée de haut en bas,

$$1 - \frac{1}{m}$$

2° pour $\varphi = 180°$, cas de la force d'inertie dirigée de bas en haut,

$$1 + \frac{1}{m}.$$

Comme le rapport m est au plus égal à 4, les deux valeurs extrêmes de I_p, qui seraient égales l'une à l'autre d'après l'équation (15), sont entre elles, d'après l'équation (24), dans le rapport

$$\text{de } 1 - \frac{1}{4} \text{ à } 1 + \frac{1}{4}, \text{ c'est-à-dire de 3 à 5.}$$

L'influence de l'obliquité de la bielle sur les forces d'inertie de translation est donc loin d'être négligeable.

Les valeurs numériques, suffisamment rapprochées, du facteur

$$(26) \qquad A = \cos\varphi - \frac{m^2 \cos 2\varphi + \sin^4\varphi}{\left(m^2 - \sin^2\varphi\right)^{\frac{3}{2}}},$$

sont données par le tableau suivant, emprunté au Traité de M. Bienaymé, pour le rapport de la bielle à la manivelle $m = 4$.

TABLEAU XV.

Angles φ	A	B	Angles φ	A	B
0°	+ 0,750	0,000	180°	— 1,250	0,000
15	+ 0,748	0,196	195	— 1,183	0,320
30	+ 0,737	0,391	210	— 0,995	0,609
45	+ 0,703	0,581	225	— 0,711	0,832
60	+ 0,624	0,755	240	— 0,376	0,976
75	+ 0,479	0,901	255	— 0,037	1,028
90	+ 0,258	1,000	270	+ 0,258	1,000
105	— 0,037	1,028	285	+ 0,479	0,901
120	— 0,376	0,976	300	+ 0,624	0,755
135	— 0,711	0,832	315	+ 0,703	0,581
150	— 0,995	0,609	330	+ 0,737	0,391
165	— 1,183	0,320	345	+ 0,748	0,196

Entre le minimum de A, 0,75, et le maximum 1,25, nous avons le rapport de 3 à 5 indiqué plus haut.

La signification de la colonne B est donnée au numéro suivant.

Les variations de A et de B, entre 180° et 360°, reproduisent, en sens inverse, celles de 0° à 180°.

90. — *Suite des conséquences de l'obliquité de la bielle.* — La fonction B de l'angle φ, calculée dans le tableau XV, est,

(27) $$B = \sin\varphi\left(1 - \frac{\cos\varphi}{\sqrt{m^2 - \sin^2\varphi}}\right);$$

elle sert à calculer le bras de levier de l'effort circonférentiel exercé sur la manivelle, en tenant compte de l'obliquité de la bielle.

Soit F cet effort total, résultante de Φ et de N, figure 145; la force verticale Φ est ici la somme de la pression de la vapeur P, du poids des pièces mobiles Π et de la force d'inertie de translation verticale I_p exercée par ces mêmes pièces sur la soie de manivelle.

Le moment moteur de la force F est

(28) $$\mathfrak{M} = F \times \overline{OK},$$

ou, d'après l'équation (1 *bis*), n° 85,

(28 *bis*) $$\mathfrak{M} = \Phi \times \overline{OA} = \Phi d,$$

en appelant d la distance OA, qui serait le bras de levier lui-même OE de la force F, si l'obliquité β était nulle.

Nous avons

(29) $$d = \overline{OE} - \overline{AE} = \frac{C}{2}\sin\varphi - \overline{AE};$$

Fig. 145

la figure 145 nous donne, d'autre part,

$$AE = \overline{OE} - \overline{OA} = \overline{BH} - \overline{OA} = \overline{DH}\,\text{tang}\,\beta - \overline{DO}\,\text{tang}\,\beta = \overline{OH}\,\text{tang}\,\beta,$$

(30) $$\overline{AE} = \frac{C}{2}\cos\varphi\,\text{tang}\,\beta.$$

La valeur de d est donc

(29 *bis*) $$d = \frac{C}{2}(\sin\varphi - \cos\varphi\,\text{tang}\,\beta)$$

La relation connue entre β et φ, dans le triangle BOD,

(30) $$\sin\beta = \frac{1}{m}\sin\varphi,$$

fournit

(31) $$\text{tang}\,\beta = \frac{\sin\varphi}{\sqrt{m^2 - \sin^2\varphi}},$$

ce qui conduit finalement à l'expression de d,

$$(32)\quad d=\frac{C}{2}\sin\varphi\left(1-\frac{\cos\varphi}{\sqrt{m^2-\sin^2\varphi}}\right)=\frac{C}{2}\left(\sin\varphi-\frac{\sin 2\varphi}{2\sqrt{m^2-\sin^2\varphi}}\right).$$

En nous reportant à l'expression (27) de la fonction B, figurant dans le tableau XV, nous obtenons finalement,

$$(32\ bis)\qquad d=\frac{C}{2}\times B.$$

Une formule approchée de d, plus simple que (32) et plus exacte que l'expression $\frac{C}{2}\sin\varphi$ négligeant l'obliquité de la bielle, serait la suivante :

$$d=\frac{C}{r}(\sin\varphi-\sin 2\varphi);$$

nous nous en tiendrons à l'expression (32).

La longueur d, jouit de quelques propriétés géométriques assez curieuses.

Considérons, figure 146, un mouvement angulaire infiniment petit $d\theta$ de la bielle autour de son axe instantané de rotation C, qui est à la rencontre du rayon OB et de la perpendiculaire DC à la trajectoire du point D; soit U la vitesse instantanée du piston.

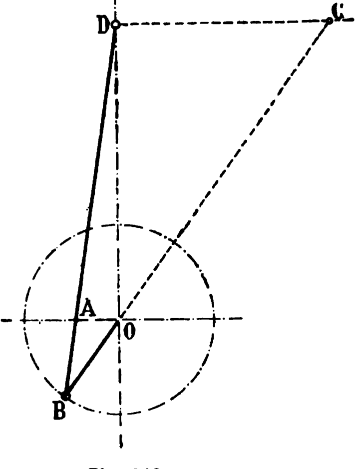


Fig. 146

Nous avons

$$U\,dt=\overline{DC}\times d\theta,$$

$$\frac{1}{2}C\,\omega dt=\overline{BC}\times d\theta,$$

d'où nous tirons,

$$(33)\qquad \frac{U}{\frac{1}{2}C\omega}=\frac{DC}{BC}.$$

D'un autre côté, les triangles semblables CDB et OAB donnent,

$$(34)\qquad \frac{AO}{BO}=\frac{DC}{BC}=\frac{d}{\frac{1}{2}C}.$$

Les deux égalités (33) et (34) établissent la relation,

$$(35)\qquad d=\frac{U}{\omega}.$$

Cette propriété pouvait être déduite immédiatement de la comparaison des équations (21) et (32).

91. — *Forces d'inertie développées dans le mouvement véritable dè la bielle.* — Tous les calculs qui précèdent tiennent compte à la fois de la masse et du moment d'inertie de la bielle ; mais la valeur attribuée au moment d'inertie, par la décomposition de la masse totale,

$$M = \frac{\Pi_b}{g},$$

en deux parties appliquées aux axes des deux tourillons de la bielle, est exagérée.

Soient m_1 et m_2 les deux masses composantes, et d_1, d_2 leurs distances respectives au centre de gravité G. Pour ne rien changer à l'inertie de translation et de rotation, la décomposition devrait satisfaire aux trois conditions,

$$(36) \quad \left\{ \begin{array}{l} m_1 + m_2 = M, \\ m_1 d_1 - m_2 d_2 = 0, \\ m_1 d_1^2 - m_2 d_2^2 = MR^2, \end{array} \right.$$

R étant le rayon de giration, dont la valeur, pour une tige de diamètre uniforme et de longueur l, serait

$$R = \frac{l}{2\sqrt{3}}.$$

Or, la décomposition adoptée a tenu compte seulement des deux premières équations (36), et a remplacé la troisième par une condition arbitraire, toute différente,

$$d_1 + d_2 = l.$$

D'après les trois équations (36), une seule des quatre quantités m_1, d_1, m_2, d_2, peut être choisie arbitrairement. Les trois autres sont ensuite faciles à déterminer.

La troisième équation étant mise sous la forme plus simple

$$d_1 d_2 = R^2,$$

qui se déduit des autres, nous pouvons nous donner, par exemple, d_1, en supposant

$$d_1 = \frac{1}{2} l,$$

c'est-à-dire en transportant une partie du poids, à déterminer, sur la tête de bielle, où elle aura un simple mouvement de rotation. Les trois équations (36) donnent alors

$$(37)\quad \left\{ \begin{aligned} d_2 &= \frac{2\,R^2}{l}, \\ m_1 &= M\,\frac{4\,R^2}{4\,R^2+l^2}, \\ m_2 &= M\,\frac{l^2}{4\,R^2+l^2}. \end{aligned} \right.$$

Comme 2 R est toujours moindre que l, ces équations montrent, de suite, que m_1 est inférieur à la moitié de M et que d_1 est inférieur à la moitié de l.

L'application des formules (37) a été faite à une bielle du *Jurien-de-la-Gravière*, pour laquelle on a,

$$M = 92{,}15,$$
$$l = 1^m{,}40,$$
$$R = 0^m{,}64.$$

Les résultats des calculs ont été :

$$d_1 = 0^m{,}7,$$
$$d_2 = 0^m{,}587,$$
$$m_1 = 42{,}02,$$
$$m_2 = 50{,}13.$$

La figure 147 représente l'orbite du point de la bielle, situé à $0^m{,}114$ au-dessous de l'axe de la soie de pied, où la masse de 50,13 unités devrait être supposée concentrée. La détermination exacte des forces d'inertie correspondant au parcours d'une semblable orbite serait des plus difficiles.

La décomposition de la masse de la bielle en deux parties n'offre donc d'avantage, que si l'on se contente d'une solution approchée. Si l'on voulait arriver à une solution rigoureusement exacte, il faudrait, conformément aux principes, déterminer séparément les forces d'inertie de translation du centre de gravité, et celles d'oscillation autour du centre de gravité.

Fig. 147

L'étude des accélérations du centre de gravité ou de tout autre point d'un corps quelconque, dont deux points B et D ont des mouvements connus dans un plan, fig. 148, peut se faire assez simplement à l'aide d'une série de théorèmes, que M. Marbec a déduits des lois les plus élémentaires de la similitude géométrique. En ce qui concerne la bielle en particulier, il ressort des « *Principes de Mécanique graphique* » de M. Marbec, que l'extrémité des accélérations en chaque point de l'axe B D, tracées à partir de ce point, forme une droite *bd* semblable à BD. Par suite, l'accé-

lération du centre de gravité G s'obtient en joignant le point G au point g, qui divise la ligne bd, en deux parties proportionnelles à BG et à GD. Le principe est du reste très général, il s'applique à toutes les dérivées successives de l'espace parcouru par rapport au temps, ou *cimènes*, et à tous les points d'un corps de forme quelconque, l'extrémité des *cimènes* donnant toujours une figure semblable à celle du corps lui-même.

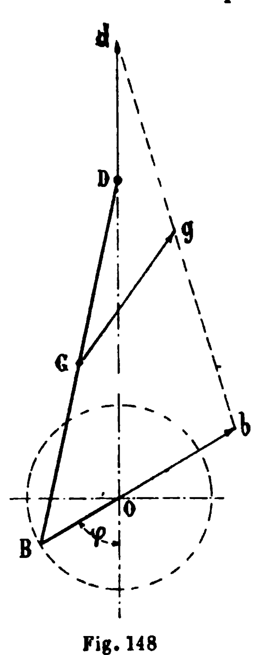


Fig. 148

En poursuivant ses recherches, M. Marbec a démontré diverses propriétés curieuses des accélérations, et des cimènes en général, par exemple, l'existence d'un centre d'accélération analogue au centre instantané de rotation. En joignant le centre instantané des accélérations aux deux extrémités de l'accélération de chaque point du corps, on obtient des triangles tous semblables entre eux, exactement comme si l'on opérait avec le centre instantané de rotation.

Cette propriété des centres instantanés d'accélération peut se démontrer ou plutôt se vérifier directement, comme l'ont reconnu MM. Terré et Gayde à la lecture du présent chapitre. La démonstration intéressera les lecteurs qui ne seraient pas familiarisés avec le mémoire de M. Marbec lui-même.

Soient toujours $\overline{Bb}$ et $\overline{Dd}$ les accélérations de la tête et du pied de bielle; menons en B une perpendiculaire à $\overline{Bb}$, et en D une perpendiculaire à D d, figure 149; le point de rencontre C est le centre des accélérations.

Pour démontrer toutes les propriétés du centre C, il suffit d'établir que les deux triangles CBD et Cbd sont semblables.

Décrivons sur Cb comme diamètre une circonférence, qui passe nécessairement en B, et sur Cd, une seconde circonférence qui passe par D. Prolongeons BD jusqu'à son intersection en e avec bd; le point e doit avoir son accélération dirigée suivant bd, et il doit être par suite le pied de la perpendiculaire abaissée de C sur bd, d'où il résulte qu'il est le point d'intersection des deux circonférences capables d'un angle droit sur les diamètres Cb et Cd.

Cela posé, nous trouvons successivement :

Angle dbC = Angle DBC (sur la circonférence CBb) ;

Angle BCb = Angle Beb (sur la circonférence CBb) ;

Angle DCd = Angle Beb, ayant le même supplément.

Ces deux égalités donnent, en ajoutant un angle commun :

Angle BCD = angle bcd.

Les deux triangles BCD et bCd sont donc semblables ; donc les décompositions que l'on fait, en décomposant leurs côtés en parties proportionnelles ou en traçant sur ces parties des angles égaux etc., sont également semblables, ce qui conduit à toutes les propriétés du centre d'accélération.

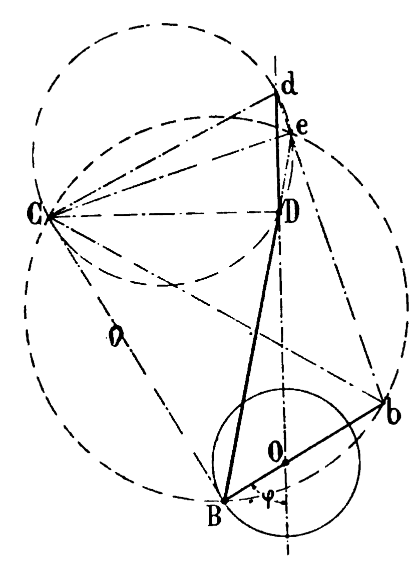


Fig. 149

Pour en revenir maintenant aux principes généraux de M. Marbec, ils permettraient de résoudre assez facilement des problèmes regardés comme très compliqués ; ils permettraient, par exemple, de déterminer complètement la force d'inertie de la bielle, en répartissant la masse en deux points, dont G peut être l'un, soit pour le cas d'un mouvement de rotation uniforme de la machine, soit même pour celui d'un mouvement varié, les deux accélérations de B et de D étant toujours connues.

Si nous voulions calculer les forces d'inertie développées dans le mouvement oscillatoire de la bielle, nous aurions, pour valeur de leur moment,

$$- \mathrm{M R}^2 \frac{d^2 \beta}{dt^2}.$$

Deux différentiations successives de l'équation (30) nous donnent,

$$(38) \quad \frac{d^2\beta}{dt^2} = \frac{\omega^2}{m} \sin\varphi \left\{ \frac{\cos^2\varphi}{m^2} \frac{1}{\left(1 - \frac{1}{m^2}\sin^2\varphi\right)^{\frac{3}{2}}} - \frac{\sin\varphi}{\sqrt{1 - \frac{1}{m^2}\sin^2\varphi}} \right\}$$

Cette formule, un peu compliquée, se simplifie beaucoup en négligeant $\sin^2 \varphi$ devant m^2, comme dans l'équation (25) ; elle devient ainsi

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = \frac{\omega^2}{m} \sin \varphi \left(\frac{\cos^2 \varphi}{m^2} - 1\right),$$

et elle conduit, pour le moment des forces d'inertie d'oscillation, à l'expression

$$\mathfrak{M}_b = \mathrm{M R}^2 \frac{\omega^2}{m} \sin \varphi \left(1 - \frac{\cos^2 \varphi}{m^2}\right). \tag{39}$$

Ce moment, qui change de signe avec $\sin \varphi$, tend à imprimer au navire, non pas, comme $\mathfrak{M}$, une bande permanente, mais un léger roulis ; il n'est pas assez important pour mériter d'être l'objet de calculs numériques. Nous nous bornerons à faire remarquer que chaque bielle a une période propre d'oscillation pendulaire, autour de son pied. Ainsi, pour le *Jurien-de-la-Gravière* pris plus haut comme exemple, le calcul donne, pour moment d'inertie autour du centre de gravité,

$$\Sigma\, m\, r^2 = 37{,}8,$$

et, pour moment d'inertie autour de l'axe du pied de bielle,

$$\Sigma\, m\, r^2 = 84{,}8.$$

Le moment Pa du poids de la bielle étant, d'autre part,

$$\mathrm{P}a = 904^{k} \times 0^{m},715 = 646{,}4 \text{ kilog. mètres},$$

la demi-période d'oscillation t est

$$t = \Pi \sqrt{\frac{\Sigma m r^2}{\mathrm{P}a}} = 0^{s},36 \tag{40}$$

La période totale $0^{s},72$ rend l'oscillation de la bielle synchrone avec la rotation de la machine à 83 tours A cette dernière vitesse, et en négligeant le frottement sur le tourillon, la soie de manivelle n'a aucune force à exercer sur la tête de bielle, pour entretenir le mouvement pendulaire de période $2\,t$.

§ 2. — Moment de rotation. Coefficient d'irrégularité.

92. — *Analyse des moments des différentes forces agissant sur une manivelle.* — Les forces qui produisent un moment de rotation sur l'arbre sont la pression de la vapeur P, l'ensemble des poids des différentes pièces mobiles réunis en un seul Π, enfin, les forces d'inertie qui peuvent être, comme les poids, réunies en une seule force I, puisque ces

forces sont constamment parallèles les unes aux autres. La force I peut être regardée comme parallèle à la pression P, puisque la force d'inertie centrifuge a constamment un moment nul par rapport à l'arbre, et que la force d'inertie exercée par la portion de la bielle voisine du pied perpendiculairement à la course, figure 147, peut être négligée.

Au point de vue du moment de rotation, comme au point de vue du travail, le rôle de la pression de la vapeur P diffère complètement de celui du poids Π et de la force d'inertie I ; en effet, P seul produit le travail moteur, tandis que Π et I, dont le travail est nul pour un tour complet de la machine, n'influent que sur la régularité du mouvement.

Le parallélisme continu des trois forces P, Π, I, dans les machines verticales, permet d'obtenir par une seule opération la courbe des moments moteurs, en faisant tout d'abord le diagramme totalisé du travail de ces trois forces. L'aire de ce dernier diagramme, pour un tour complet, est égal d'ailleurs à l'aire du diagramme des pressions, tel qu'il est fourni par l'indicateur de Watt.

Le passage, du diagramme du travail, à la courbe des moments, comporte une double opération :

1° Changement des abscisses. Les arcs φ parcourus par la manivelle sont substitués aux longueurs parcourues par le piston. Le diagramme se trouve considérablement allongé dans le voisinage de l'extrémité de course.

2° Changement des ordonnées, consistant dans la multiplication de chaque valeur de la force par celle de son bras de levier. Le bras de levier est simplement égal à $\frac{C}{2}\sin\varphi$, quand on néglige l'obliquité de la bielle ; il est exactement donné, pour chaque valeur de φ, par la formule

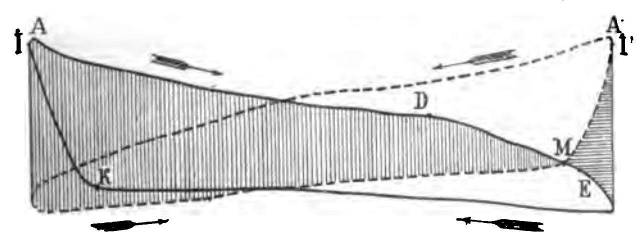


Fig. 150. — (*Brennus*, cylindre HP)

(32) employée dans tous les calculs d'Indret. Les ordonnées représentant les moments sont nécessairement nulles aux points morts.

Pour servir à préparer la courbe des moments, le diagramme d'indicateur de Watt doit être pris, non sous la forme de son relevé direct, mais sous la forme qui a été représentée figure 17, et que nous reproduisons figure 150. La pression qui produit le moment moteur

est, en effet, la résultante, à chaque instant, des pressions exercées sur les deux faces du piston, telle qu'elle est figurée par les hachures, figure 150. La pression de la vapeur devient une force résistante, en approchant de l'extrémité de la course.

93. — *Courbe de la résultante des forces, préparatoire de la courbe des moments.* — Avant de tracer la courbe des moments, on prépare

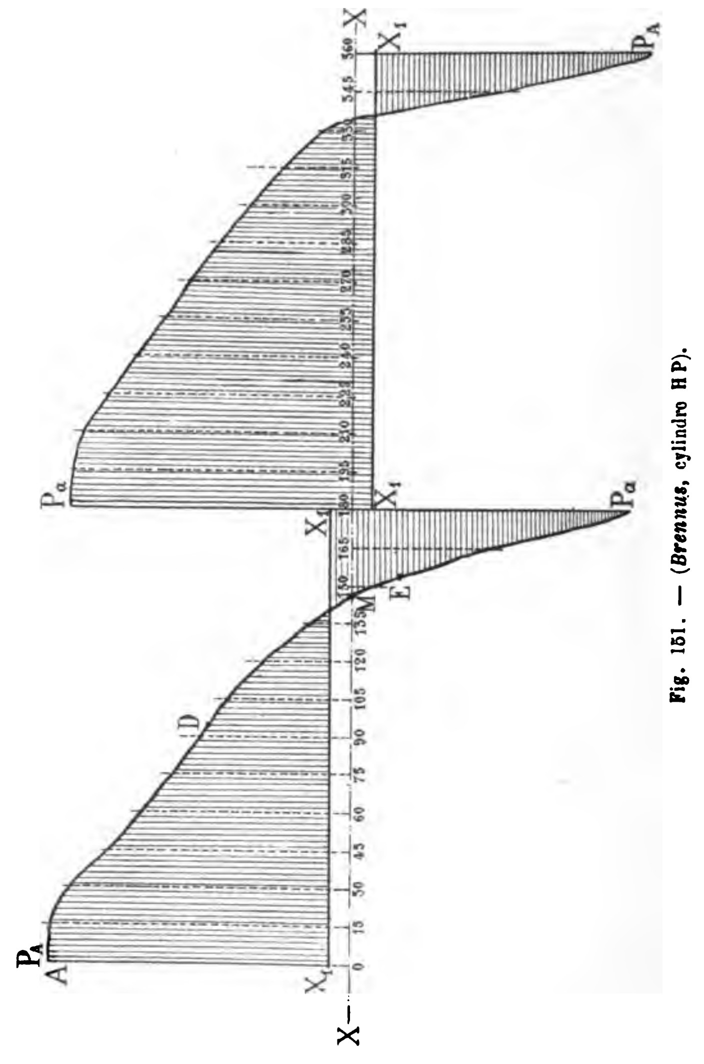


Fig. 151. — (*Brennus*, cylindre H P).

habituellement une courbe des forces rapportées aux arcs décrits, pris pour abscisses, de manière à séparer les deux opérations indiquées plus haut.

La figure 151 représente, par rapport à l'axe des abscisses XX, la courbe des pressions P déduite directement des diagrammes de la figure 150; la portion négative de la courbe y atteint, en abscisses, un développement beaucoup plus grand que sur les diagrammes. Sur la figure 151, le poids des pièces mobiles Π ayant été représenté à la même échelle que P, par deux parallèles X_1 X_1 à l'axe des abscisses, les ordonnées comptées au-dessus et au-dessous des lignes X_1 X_1, dans la partie hachurée de la figure, correspondent à la résultante de P et de Π.

Sur les figures 152 et 153, la courbe inscrite sous le nom de courbe des pressions de la vapeur est en réalité la courbe des résultantes de P et de Π portées en ordonnées au-dessus de XX'.

La courbe des forces d'inertie en fonction des arcs φ se calcule à l'aide de l'une des formules établies au n° 89 ; sur la figure 152, elle a été obtenue à l'aide de la formule (24) et du tableau XV. La force d'inertie est une force résistante pendant la première moitié environ de la course du piston, alors que la pression de la vapeur s'exerce avec sa plus grande intensité; elle s'annule vers le milieu de la course; elle devient ensuite force motrice, et elle atteint sa plus grande intensité à la fin de la course, quand la pression P est passée à l'état de force résistante. Par suite, la force d'inertie a un effet favorable sur le moment moteur total, qu'elle régularise très notablement. On remarquera, en particulier, sur la figure 152, que la force d'inertie atténue, dans une forte proportion, les pressions de vapeur, qui s'exercent à contre vers la fin de la course, et qui tendent, par suite, à changer la face travaillante du patin et de la glissière. La force d'inertie diminue donc le danger des chocs ou plutôt des claquements de glissière, à fin de course; elle atténue aussi les chocs beaucoup plus vifs, auxquels sont exposés les deux chapeaux de la bielle au bas de course, et son corps au haut de course.

La figure 152 donne la courbe de la force P, celle de la force I, et celle de leur résultante. Dans le tracé de cette figure, la direction attribuée aux ordonnées, soit au-dessus, soit au-dessous de l'axe des abscisses, a été déterminée, non pas d'après la direction des forces vers le haut et vers le bas, mais d'après le sens positif ou négatif de leur moment; les ordonnées ont été portées comme positives, quand la force a un moment positif, dans le sens du mouvement. C'est pour ce motif que les forces d'inertie changent de sens aux points morts et à mi-course, sur la figure 152, tandis qu'elles ne changent de direction qu'au passage à mi-course, dans la machine.

Les courbes des forces se présentent sous une forme aussi claire et plus ramassée, si l'on superpose les deux moitiés de la figure 152, comme le représente la figure 153. Les ordonnées de la portion de droite de la

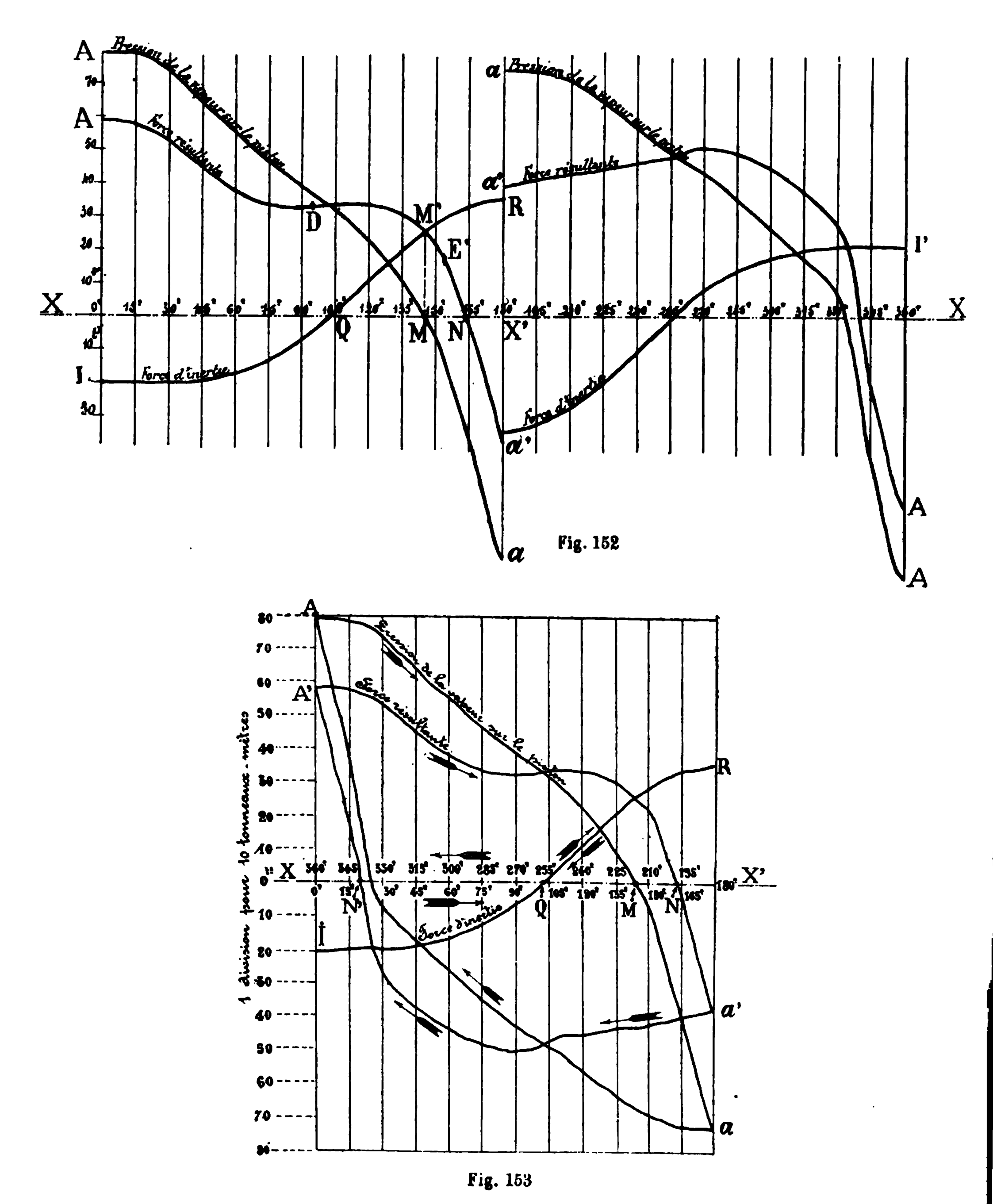


Fig. 152

Fig. 153

figure 152 étant renversées, le haut en bas, les deux courbes de la pression et de la force résultante forment des diagrammes fermés,

tandis qu'une courbe unique simple représente la force d'inertie pour les deux moitiés de la révolution complète.

Sur la figure 152 et la figure 153, on distingue nettement les deux effets principaux, favorables l'un et l'autre, des forces d'inertie au point de vue du fonctionnement intérieur de la machine :

1° L'effort maximum, duquel dépend la fatigue des pièces, est diminué de toute la fraction dont l'ordonnée X A' est inférieure à l'ordonnée X A, ou, en valeur absolue, de toute l'ordonnée X I.

2° La période, pendant laquelle l'effort est de sens contraire à la rotation et produit un travail négatif, est réduite de toute la différence entre l'arc M X' et l'arc N X'. L'effort négatif maximum lui-même est réduit de toute la différence X'a — X'a' ou X' R, ce qui diminue d'autant l'intensité des chocs sur la glissière.

A l'instant où les forces d'inertie I s'annulent, lors du passage de la manivelle en Q, la pression de la vapeur est assez voisine de sa valeur moyenne ; il n'y aurait donc avantage, ni à diminuer P, ni à l'augmenter à cet instant.

Les forces d'inertie étant plus grandes au haut de course, en P_a, qu'au bas de course, en P_A, la force résultante, qui produit en se renversant les chocs dans les articulations, est plus grande en P_A. Il résulte de là qu'aux deux articulations de tête et de pied de bielle, le coussinet du chapeau doit fatiguer plus que celui du corps et subir un matage plus violent ; la bielle, simple pièce de transmission, subit, en effet, les deux chocs sur les chapeaux au bas de course, et les deux chocs sur le corps en haut de course.

94. — *Courbe des moments moteurs.* — La courbe des moments moteurs se déduit de celle des forces résistantes, fig. 152 et 153, en multipliant les ordonnées de cette dernière par les bras de levier correspondants d, dont le tableau XV, page 259, fournit immédiatement la valeur.

Sur la courbe des moments ainsi obtenue, fig. 154, il ne saurait être question d'uniformité des moments, puisque les bras de leviers s'annulent aux deux extrémités de la course. Les moments négatifs sont très faibles, parce qu'aux instants où la force totale devient résistante, le bras de levier est presque nul.

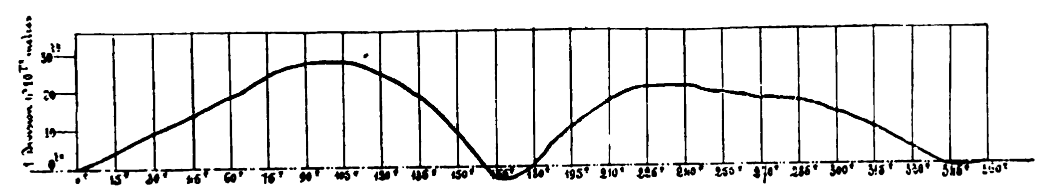


Fig. 154

La figure 154 montre suffisamment l'impossibilité, pour les machines dépourvues de volant, de fonctionner régulièrement avec un seul cylindre. Il a toujours été admis, en effet, que les machines marines, en raison de la faiblesse de leur volant, devaient être à plusieurs manivelles, sauf dans quelques cas très exceptionnels et de minime importance.

La présence de plusieurs manivelles, calées sous des angles quelconques, suffirait certainement pour faire franchir les points morts et permettre d'échapper au danger d'un stoppage inopiné en cours de marche ; mais ce n'est là que la moindre des conditions à remplir.

On attache une très grande importance à la régularité, à défaut d'uniformité, dans le mouvement de la machine, et cela pour plusieurs motifs. Les accélérations angulaires sont, pour toute la ligne d'arbres, une cause de changements brusques dans les efforts de torsion que l'on tient, à juste titre, à écarter ; on a même accusé les irrégularités du mouvement, d'altérer la structure moléculaire du métal, lorsqu'il était d'usage de porter, au compte d'altérations de ce genre, les ruptures d'arbres survenant après une durée de service presque constante. De plus le fonctionnement des hélices, très sensible à de faibles changements dans le recul et l'angle d'attaque, ne saurait échapper à l'influence de changements de vitesse, même faibles, comme ceux constatés sur le *Jauréguiberry* ; il serait profondément altéré par des irrégularités de mouvement plus fortes.

Il est donc indispensable de faire, du calage des manivelles, une étude approfondie.

95. — *Régularisation du moment moteur par les angles de calage. Anciens exemples.* — L'influence des angles de calage des manivelles se fait sentir, non seulement sur l'uniformité du couple moteur, mais aussi sur les différentes forces et les différents moments qui produisent les trépidations de la coque. Les angles de calage se trouvent soumis, par suite, à des conditions contradictoires, entre lesquelles il faut parfois établir un compromis ; nous les étudierons d'abord uniquement au point de vue du moment de rotation.

Dans toutes les figures représentant les angles de calage, nous désignerons les manivelles par leur numéro d'ordre compté à partir de l'avant. L'ordre de succession n'intéresse pas le couple moteur, mais il est important au point de vue des trépidations. De plus, le numéro se trouve indiquer en général, en même temps que le rang de la manivelle, le rang de la détente dans le cylindre ; le cylindre H P est, en effet, presque toujours à l'avant, puis vient le cylindre M P et ensuite le cylindre ou les cylindres B P ; toutes les déviations à cette règle seront

indiquées, quand il s'en présentera, sur un croquis de l'arbre à vilebrequins. L'ordre des détentes n'intéresse pas moins le couple moteur que les trépidations.

Si toutes les manivelles de l'arbre étaient actionnées par des cylindres pareils, fournissant les mêmes diagrammes, comme au temps des machines à détente simple, la solution du meilleur calage serait très facile. Il suffirait de mettre toutes les manivelles à des angles égaux les uns aux autres. Il y aurait à tenir compte toutefois de ce que, au point de vue du couple de rotation, deux calages écartés de 180° sont équivalents, sauf les effets secondaires dus au poids des pièces mobiles et à l'obliquité des bielles.

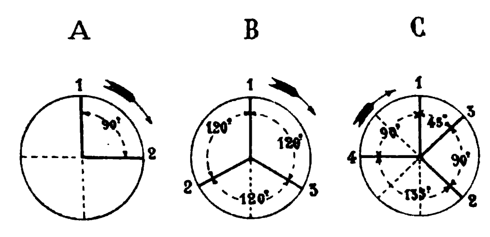


Fig. 155.

Au temps de la détente simple, la règle qui précède a toujours été très exactement suivie, pour les machines à deux manivelles, avec le calage à 90°, et pour les deux machines de frégates cuirassées à trois cylindres, avec le calage à 120°, figure 155, A et B. Quant aux machines à quatre cylindres, dont il a été construit quelques-unes à cette époque, la recherche du couple de rotation uniforme aurait dû conduire pour elles à la disposition C, qui répartit les huit points morts à égale distance sur la circonférence. Cette disposition, dont on se rapproche aujourd'hui sur quelques machines à détente triple ou quadruple, aurait conduit à des valeurs exagérées de la résultante de trépidation, à l'époque où tous les pistons avaient même poids ; on s'est contenté du calage à 90°, dont nous verrons une disposition remarquable appliquée sur l'*Eylau*.

Le cas des machines à détente multiple, le seul qui nous intéresse aujourd'hui est plus compliqué, la force motrice et la force d'inertie variant beaucoup, l'une et l'autre, d'un cylindre à l'autre.

Sur les premières machines compound à trois cylindres égaux de la Marine française, type *Savoie*, *Magnanime*, etc., le cylindre H P faisait beaucoup plus de travail que chacun des deux autres; il a paru rationnel, par suite, de rapprocher les deux manivelles BP, en les plaçant à 90° l'une de l'autre, et de mettre la manivelle H P dans le prolongement de leur bissectrice, figure 156, A.

Cette disposition, qui avait été critiquée dès le début, se montra plus tard nettement défavorable, lorsque la pression de timbre aux chaudières passa, de $1^k,80$ ou $2^k,25$, à 4 kilos. Sur le *Shamrock*, qui présentait la

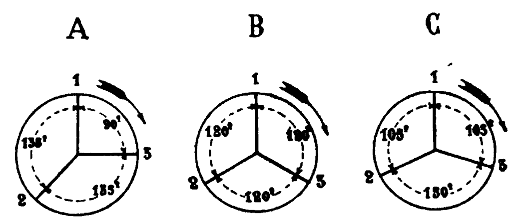


Fig. 156.

disposition A, l'irrégularité du couple de rotation se manifestait par des usures anormales des soies des tourteaux de jonction, tandis que les machines de l'*Annamite* et du *Mytho*, avec les manivelles calées à 120°, disposition B, n'avaient aucune avarie de ce genre. A cette occasion, M. Bailly calcula très exactement les couples de rotation du *Shamrock*, pour les deux calages A et B ; il fit une troisième hypothèse, représentée en C, fig. 156, dans laquelle l'angle des manivelles BP est porté à 150°.

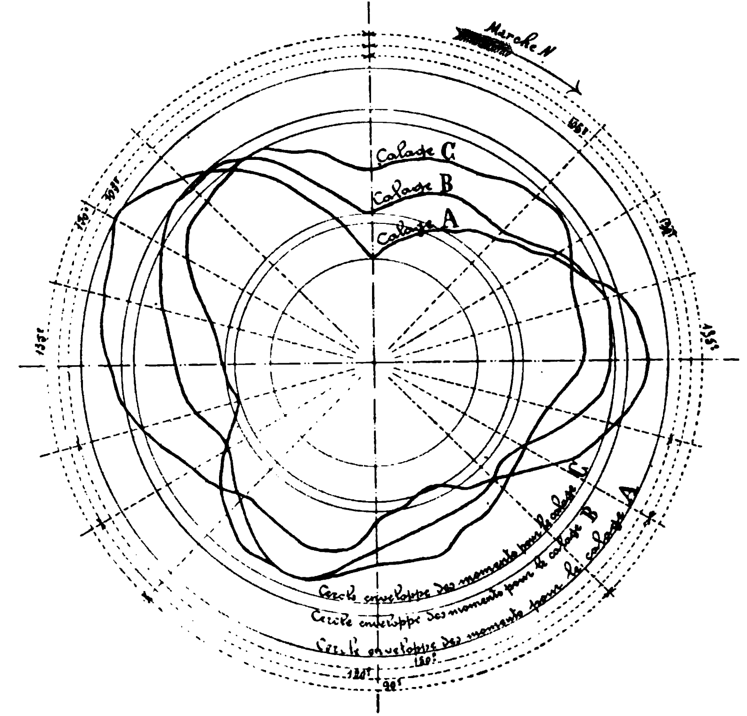


Fig. 157 (*Shamrock*).

Les résultats obtenus sont donnés, figure 157, en coordonnées polaires,

le moment de rotation total étant porté suivant la direction de la manivelle HP. Sur cette figure, la supériorité du calage B à 120°, sur la disposition A, apparait très nettement. La disposition C présente aussi un avantage sur la disposition B ; mais la différence est beaucoup moindre, entre les rayons des cercles enveloppes, pour les courbes C et B, que pour les courbes B et A.

Ajoutons, en terminant, que M. Bailly, à la suite de son étude, ayant analysé les causes des irrégularités, est parvenu à obtenir un moment de rotation suffisamment uniforme, par de simples changements dans la régulation des tiroirs du *Shamrock*, et a pu conserver l'arbre à vilebrequins existant, qui était d'une seule pièce.

96. — *Coefficient d'irrégularité du couple de rotation. Exemples pris sur des machines récentes.* — Les calculs complets du couple de rotation, en tenant compte des forces d'inertie, qui étaient assez peu usités vers 1888, à l'époque du travail de M. Bailly, sont entrés maintenant dans la pratique des salles de dessin. On préfère la représentation rectangulaire des forces et des moments, à la représentation polaire de la figure 157 applicable seulement aux moments.

A Indret, en particulier, où la pratique de ces études a été développée par M. Garnier, les angles de calage des machines ne sont arrêtés qu'à la suite de calculs complets, faits souvent pour diverses positions relatives des manivelles. Le résultat du calcul, pour chaque cas, se résume en établissant le rapport du couple de rotation maximum $\mathfrak{M}$ au couple de rotation moyen m, qui se nomme *coefficient d'irrégularité du couple de rotation.*

Pour le *Brennus*, les courbes rectangulaires des moments ont été tracées par M. Garnier pour les trois calages représentés figure 158.

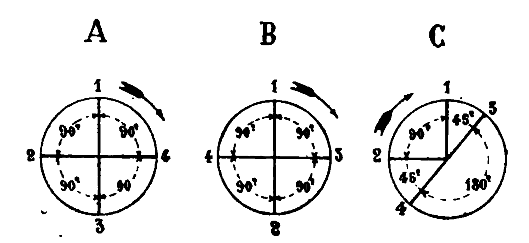


Fig. 158 (*Brennus*).

Les coefficients d'irrégularité donnés par les courbes sont les suivants, pour deux allures différentes :

	COUPLE MOTEUR			Coefficient d'irrégularité
	Maximum $\mathfrak{M}$	Minimum	Moyen m	$\frac{\mathfrak{M}}{m}$
		1° MARCHE A 94 TOURS		
	t. m.	t. m.	t. m.	
Calage A	56,6	39,5	47,3	1,196
» B . . .	63,6	23,0	47,8	1,330
» C	79,8	14,0	47,8	1,669
		2° MARCHE A 88 TOURS		
	t. m.	t. m.	t. m.	
Calage A	48,6	31,9	38,0	1,278
» B	59,1	13,1	38,5	1,535
» C . . .	66,6	13,3	38,1	1,748

A la suite de ces calculs, et en tenant compte aussi de l'effet de trépidation qui sera étudié au § 3, le calage A a été adopté pour la machine du *Brennus*.

La figure 159 représente les moments partiels donnés par chaque cylindre, et le moment de rotation total de la machine du *Brennus*.

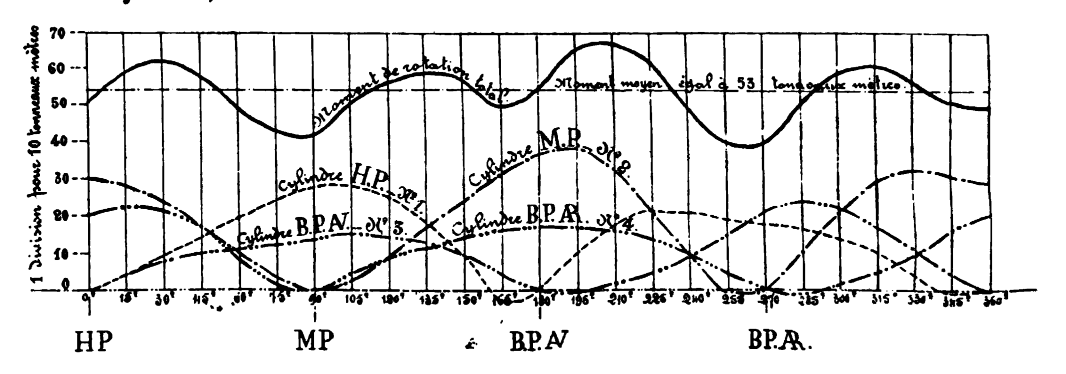


Fig. 159 (*Brennus*).

L'étude faite pour le *Brennus* a été reprise lors de la construction de la machine du *d'Assas*, avec les mêmes calages A et B et un calage comparatif C différent de celui de la figure 158 et représenté fig. 160. Le nouveau calage C avait dû être regardé comme plus avantageux, principalement au point de vue des trépidations; il s'est montré également supérieur à celui de la figure 158, au point de vue de la régularité du couple de rotation; c'est le calage qui avait été adopté sur le *Cassard*.

Les calculs ont conduit au tableau suivant, pour une marche unique, celle à 140 tours :

	COUPLE MOTEUR			Coefficient d'irrégularité $\frac{\mathfrak{M}}{m}$	Observation
	Maximum $\mathfrak{M}$	Minimum	Moyen m		
	t. m.	t. m.	t. m.		
Calage A .	25.7	19,5	23,7	1,080	Les poids mobiles sont ceux du *d'Assas*
» B .	32,5	16,0	23,3	1,394	
» C .	27,5	18,5	23,9	1,150	

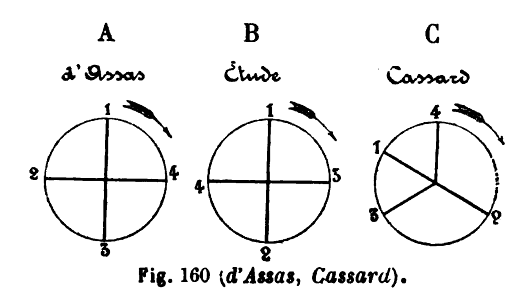


Fig. 160 (*d'Assas, Cassard*).

Les courbes de moment total, pour les trois calages A, B, C, sont données figure 161.

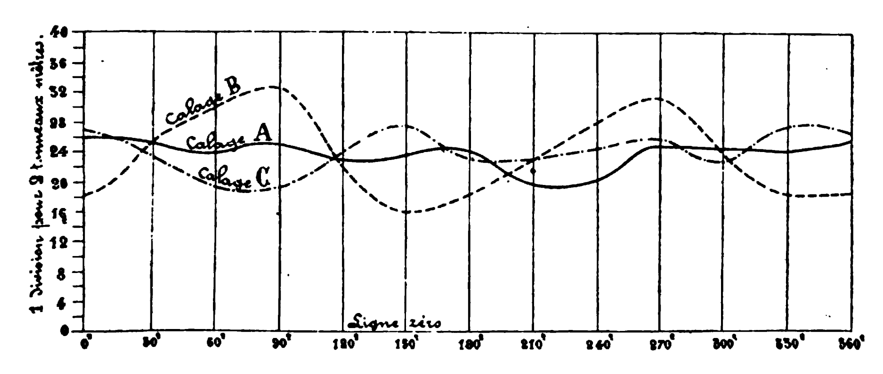


Fig. 161 (*d'Assas, Cassard*).

Le calage A, le plus avantageux des trois, au point de vue de la régularité du couple moteur, a été adopté sur le *d'Assas*.

Un exemple de calage très différent nous a été donné par le *Kaiser-Wilhelm-der-Grosse*, dont la manivelle H P est écartée d'un septième de circonférence de celle d'un cyl. BP, les calages étant de deux septièmes de circonférence entre les autres manivelles, fig. 162.

Fig. 162

Ces angles de calage, du reste, ont été choisis, moins en vue de la régularité du couple de rotation, qu'en vue de la faiblesse des trépidations.

Les courbes des couples de rotation partiels et du couple total ont été reproduites figure 163, d'après l'*Engineering*. Les calculs ont été faits

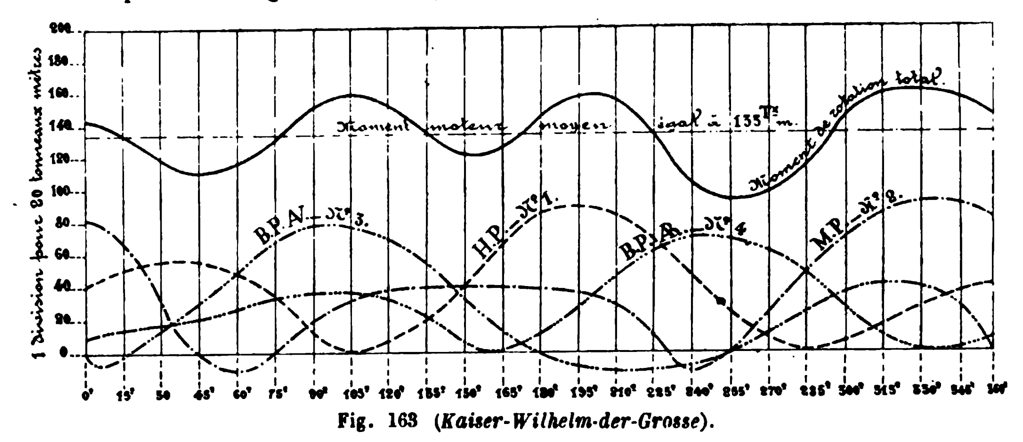


Fig. 163 (*Kaiser-Wilhelm-der-Grosse*).

simplement à l'aide de la formule (14), qui ne tient pas compte de l'obliquité de la bielle; leurs résultats ne sont donc pas tout à fait comparables à ceux obtenus pour le *Brennus* et le *d'Assas.*

En prenant des relevés aussi exacts que l'échelle de la figure 163 le permet, on arrive aux résultats suivants :

Moment moteur total maximum $\mathfrak{M}$	$158^{tm},2$
— minimum	88 6
— moyen m.	133
Coefficient d'irrégularité $\frac{\mathfrak{M}}{m}$	1,19

Le coefficient d'irrégularité diffère peu de celui donné par le calage A, sur le *Brennus* et le *d'Assas.*

97. — ***Relevé expérimental de l'accélération angulaire. Appareil de stoppage automatique.*** — L'importance attachée, à juste raison, à la régularité du couple de rotation rendrait très intéressant de posséder le relevé expérimental du moment de ce couple à chaque instant. Un instrument a été construit à cet effet, sur le principe de la mesure exacte et continue de la torsion de la ligne d'arbres, comme nous le verrons chapitre XII. L'unique application faite jusqu'ici de cet instrument, celle exécutée par M. Minel, sur la *Carpe*, n'est pas suffisante pour permettre de le considérer comme étant entré dans la pratique. Au chapitre VII, nous dirons aussi un mot des autres dynamomètres de torsion déjà essayés ou actuellement à l'étude.

L'accélération angulaire pourrait être connue à chaque instant. Le

relevé obtenu par M. Moritz, sur le *Jauréguiberry*, fig. 143, montre en effet que la courbe des vitesses angulaires s'obtient en enregistrant électriquement les passages de points très rapprochés de l'arbre devant un repère fixe ; or, la courbe des accélérations est facile à déduire graphiquement de la courbe des vitesses. Mais, dans une machine marine en marche, la valeur du moment moteur n'est nullement donnée par celle de l'accélération angulaire, même si l'on suppose le moment d'inertie de toutes les pièces en mouvement connu, ainsi que les forces d'inertie de translation des pièces mobiles correspondant aux changements de vitesse de l'arbre. Les résistances passives, et surtout la résistance de l'eau à la rotation de l'hélice, qui fait en moyenne équilibre au moment moteur, varient beaucoup, en effet, avec la vitesse ; leurs variations dissimulent l'effet du moment moteur sur les changements de vitesse angulaire.

L'étude de l'accélération angulaire pourrait surtout servir à construire avec précision un appareil de stoppage automatique, donnant l'arrêt instantané sous l'action d'une forte accélération angulaire. Un semblable instrument assurerait des conditions de sécurité, en cas de rupture d'arbre, que les régulateurs de vitesse paraissent impuissants à fournir.

§ 3. — **Etude générale de la trépidation des navires.**

98. — *Des vibrations de la coque. Premières observations.* — Les vibrations de tout genre, imprimées par la machine à la coque, indépendamment de quelques effets secondaires dus à l'hélice, sont uniquement produites par les forces d'inertie.

Dès l'origine des machines à hélice, on s'est préoccupé des secousses violentes imprimées à la coque des navires par les machines à allure rapide. On les a longtemps confondues, quelle que fut leur direction, sous le nom unique de trépidations, sans chercher à analyser leurs causes diverses. La distinction entre l'effet des forces de translation et celui des couples d'inclinaison, en particulier, n'a guère été faite qu'à une époque toute récente. On se préoccupait uniquement des forces, qui existent seules, d'ailleurs, sur les machines à deux cylindres, et dont Fréminville a donné l'expression approchée dans son Cours de machines marines.

Il est à remarquer cependant que, pour les machines à quatre cylindres, les constructeurs du vaisseau mixte l'*Eylau* ont trouvé, dès 1854, la solution parfaite. Groupant les cylindres par paires, un de chaque côté de l'arbre, avec les axes en prolongement, ils les ont fait

travailler, comme le montre la figure 164, sur deux manivelles à 180° l'une de l'autre. Dans ces conditions, si le poids de la bielle simple B contre-balance celui de la double bielle B_1, B'_1 et de sa traverse, la force d'inertie I_p a une résultante nulle ; si le poids de la manivelle D contre-balance celui des deux manivelles D_1, D'_1, la force d'inertie I_m est également nulle. Il ne saurait donc y avoir ni force d'inertie résultante, ni couple résultant. Deux groupes semblables de manivelles, calés à 90° l'un de l'autre, assuraient d'ailleurs la régularité du couple de rotation. Si la disposition de l'*Eylau* était applicable aux machines verticales modernes, le présent paragraphe et le suivant pourraient être singulièrement simplifiés.

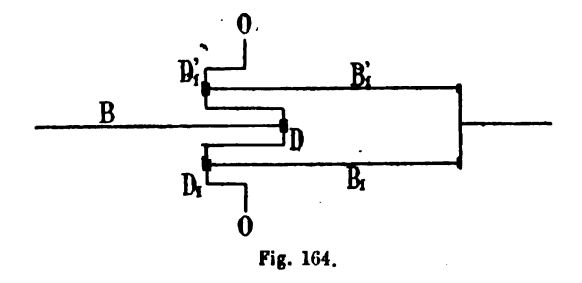


Fig. 164.

Sur les navires en bois, surtout quand la coque était fatiguée, il était facile de reconnaître l'effet de l'inertie, en raison duquel, le centre de gravité général de la machine restant immobile, la partie fixe, plan de pose et bâtis, prend un mouvement alternatif par rapport à la charpente voisine. Avec les coques rigides bien reliées à la machine, telles que les coques en fer, l'ensemble du navire et des bâtis fixes de la machine ne pouvant pas prendre le rapide mouvement alternatif de sens contraire à celui des pièces mobiles, les vibrations de la coque se manifestent, à la place des translations de la machine.

On a de bonne heure distingué deux vibrations distinctes, l'une horizontale, appelée *mouvement de lacet*, qui était la plus prononcée au temps des machines horizontales, la seconde verticale, dite *trépidation*, qui est devenue prépondérante avec les machines verticales.

Sur les navires en fer, dont les coques ont une durée de vibration propre bien définie, le rôle important du synchronisme entre les révolutions et de la machine et les vibrations de la coque ne tarda pas à être reconnu. Ainsi sur le *Milan*, pendant les essais, les vibrations devenaient continuelles et très amples vers l'allure de 150 tours. Une circonstance fortuite favorisait l'étude des vibrations du *Milan* ; on les trouvait enregistrées exactement, au moins quant à la durée, sur la courbe de roulis relatif tracée par le petit pendule de l'oscillographe

double. La figure 165 donne un spécimen de courbe ainsi obtenue dans des conditions où, le synchronisme avec la machine étant imparfait, les vibrations se succédaient en séries d'amplitude croissante, puis décroissante. Il est assez curieux de comparer le nombre total des vibrations composant une série complète, croissante et décroissante,

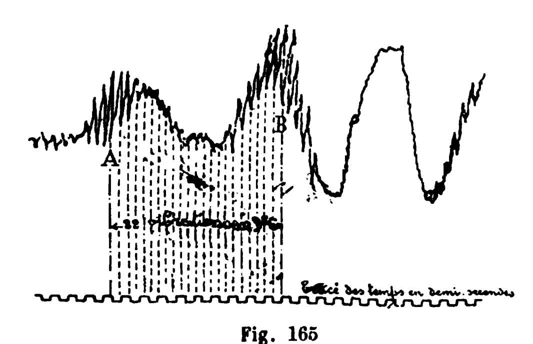


Fig. 165

avec le nombre théorique $4\,m$, pour lequel la théorie du roulis dans un milieu non résistant donne la formule,

$$(41) \qquad m-1=\frac{2\,T_n-T}{(2\,T-T_n)}.$$

La figure nous donne un nombre $4m$ égal à 22, pour les vibrations d'une série complète comptée de A en B. La durée totale est de $9^s,6$, ce qui fait, pour la période des vibrations,

$$T_n=0^s,44.$$

D'un autre côté, le nombre de tours de la machine, pendant l'essai du 2 avril 1885, était de 125, ce qui donne, pour la durée d'un tour,

$$T=0^s,48.$$

Nous obtenons donc

$$m-1=\frac{0,88-0,48}{2\times 0,2}=5$$

$$4m=20.$$

Il n'y a pas lieu d'ailleurs d'attacher grande importance à cette coïncidence, parce que la formule (41) est très sensible à la moindre erreur sur la valeur de T_n ou de T dans le voisinage du synchronisme, et que la vibration des coques ne peut être regardée comme s'accomplissant dans un milieu non résistant.

La distinction entre des diverses sortes de vibrations, mal établie sur le *Milan*, a été d'abord bien faite, en France, sur les locomotives,

pour lesquelles cette distinction a plus d'importance que pour les navires.

L'action des forces d'inertie sur les locomotives fut particulièrement étudiée en 1889, dans une série d'expériences exécutées par les soins de M. Baudry à la Compagnie du Paris-Lyon-Méditerranée. Une locomotive ayant été suspendue à l'écoperche, on la fit tourner à différentes vitesses, en mesurant avec soin tous ses mouvements de translation et d'inclinaison. L'amplitude des oscillations ne dépassa pas 4 millimètres pour le lacet, tandis qu'elle atteignit 9 millimètres pour le recul, et 20 millimètres pour le soulèvement ; nous donnerons plus loin, tableau XVI, la définition de ces trois mouvements. La faiblesse du mouvement de lacet était importante à constater.

Pour les machines marines, l'étude exacte des trépidations date des mémoires de M. Augustin Normand, en 1892, 1894, et des travaux de M. Otto Schlick, un peu postérieurs, mais parfaitement indépendants de ceux de M. Normand.

Bien que les données expérimentales soient encore trop rares, les éléments ne manquent plus, pour aborder aujourd'hui l'étude des vibrations et des moyens de les affaiblir. Nous analyserons d'abord les forces en jeu, en définissant, avec précision, leur direction ou le sens de leur moment et leurs effets sur la coque ; nous considérerons ensuite les propriétés des coques au point de vue des mouvements vibratoires qu'elles sont susceptibles de prendre. L'étude des moyens préventifs fera l'objet d'un autre paragraphe.

99. — *Efforts exercés sur la coque par une machine en mouvement.* — Nous n'avons plus à parler ici du moment d'inclinaison sur la coque, produit par la pression de la bielle sur la glissière et la manivelle, n° 85, en retour duquel la coque exerce une réaction qui fait équilibre au moment de rotation de l'hélice. Nous n'avons pas à considérer non plus le poids de la machine, pièces fixes et pièces mobiles, bien qu'il puisse fatiguer les attaches, dans les mouvements de roulis. Les forces d'inertie seules sont en jeu, dans la production du mouvement vibratoire, et toutes sont en jeu, tandis qu'une partie seulement intervient dans le couple moteur et dans sa régularité.

Comme nous l'avons vu, les forces d'inertie comprennent :

1° Les forces d'inertie de translation, verticales sur les machines verticales,

$$(24) \qquad I_p = 0{,}000559\, \Pi_1 C N^2 \left(\cos\varphi - \frac{m^2 \cos 2\varphi + \sin^4\varphi}{(m^2 - \sin^2\varphi)}\right)$$

2° Les forces d'inertie de rotation, ou forces centrifuges,

(9) $$I_m = 0,00559\, \Pi_2\, C\, N^2,$$

qui, pour produire les vibrations, se divisent en deux composantes : l'une parallèle à I_p et de même sens,

(42) $$I'_m = 0,000559\ \Pi_2 C N^2 \cos \varphi,$$

l'autre perpendiculaire à I_p,

(43) $$I''_m = 0,000559\ \Pi_2 C N^2 \sin \varphi.$$

Chaque cylindre d'une machine à vapeur donne donc lieu, au point de vue de l'effet pour faire vibrer la coque, à deux forces rectangulaires, savoir :

Une force verticale. . . . . $I_p + I'_m$,
Une force horizontale. . . . . I''_m.

Telle est la seule distinction entre les forces en jeu, dont nous ayons à tenir compte par la suite.

100. — *Énumération des résultantes de translation et des couples. Classification de leurs effets.* — Considérons une machine à vapeur complète, avec ses différents cylindres toujours numérotés à partir de l'avant, comme nous l'avons dit au numéro 95.

Prenons pour axes de coordonnées rectangulaires, fig. 166, l'axe O X de l'arbre de la machine, et les deux droites O Y et OZ, l'une horizontale, l'autre verticale, perpendiculaires à O X.

Toutes les forces d'inertie sont situées dans des plans perpendiculaires à OX; leur ensemble, appliqué aux supports de la machine supposés entièrement rigides, se compose donc en deux forces de translation seulement,

$$Z = \Sigma\,(I_p + I'_m),$$
$$Y = \Sigma\, I''_m,$$

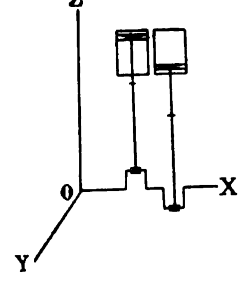


Fig. 166

le signe Σ embrassant les différents cylindres, ou groupes de cylindres montés en tandem.

Nous trouvons, au contraire, les trois couples habituels des compositions de forces, présentant les trois moments M_x, M_y, M_z autour des trois axes ; mais ces moments sont d'importances très différentes.

Le moment M_y, produit dans le plan longitudinal par les forces verticales Z, avec les distances entre les axes des cylindres pour bras de

levier, est de beaucoup le plus important, à la fois comme forces et comme bras de levier.

Le moment M_z, produit dans le plan horizontal par les forces Y, a les mêmes bras de levier que M_y; mais les forces en jeu I''_m sont beaucoup moindres.

Le moment M_x, produit dans le plan transversal, est très faible, à la fois comme forces et comme bras de levier ; en effet, toutes les forces I_p et I_m concourant vers l'axe X, ce moment est uniquement dû à des effets d'obliquité des bielles, ou d'accélération angulaire de l'arbre.

Pour définir exactement le rôle des deux résultantes de translation et des trois couples, nous avons réuni, dans le tableau XVI, l'indication du genre de mouvement que chacun d'eux tend à imprimer à la coque, et qui se traduit par une vibration de nature particulière. Nous avons considéré les deux cas de la machine verticale et de la machine horizontale, pour mieux faire ressortir l'effet exact de chaque force et de chaque couple. Enfin nous avons complété le tableau par une troisième colonne indiquant les noms adoptés pour les vibrations correspondantes, sur les locomotives.

Tableau XVI

Force ou couple	Machines marines		Locomotives
	verticales	horizontales	
Z	Trépidation	Lacet	Recul
Y	Lacet	Trépidation	Soulèvement
M_y	Tangage	Embardée	Roulis
M_z	Embardée	Tangage	Lacet
M_x	Roulis	Roulis	Galop

Les machines marines étant généralement verticales, la force Z se nomme résultante de trépidation, et M_y se nomme couple de tangage ou moment de tangage.

Lorsqu'au lieu de considérer les causes des vibrations, on parle des mouvements de la coque eux-mêmes, on englobe d'habitude, sous le nom unique de trépidations, le mouvement vertical tout entier, qu'il soit produit par M_y ou par Z indifféremment. Cette confusion est sans inconvénient, pourvu qu'on garde présente la distinction faite dans le tableau XVI

De même, on donne souvent le nom de lacet au mouvement de vibration horizontal tout entier, produit par la force Y et le couple M_z.

101. — *Propriétés des coques, considérées comme corps flexibles et vibrants.* — Par un point central du navire que nous pouvons placer au centre de gravité, supposons trois plans rectangulaires, plan horizontal, plan longitudinal et plan transversal; considérons successivement ces trois plans, comme des plans d'encastrement, par rapport auxquels la coque subit un moment de flexion dû aux forces d'inertie.

En raison de la faiblesse des deux dimensions transversales, largeur et creux, comparées à la longueur, il ne peut se produire aucune flexion appréciable par rapport au plan horizontal, ni par rapport au plan longitudinal pris comme plans d'encastrement. Les seules flexions possibles sont celles produites par rapport au plan transversal, c'est-à-dire les flexions longitudinales.

La flexion longitudinale est verticale ou horizontale. La flexion verticale est celle que tendent à produire la composante de trépidation Z et le couple de tangage M_y ; la flexion horizontale est celle qui résulte de la composante de lacet Y et du couple d'embardée M_z ; quant au couple de roulis, il ne peut produire aucune flexion.

L'effet des deux couples, et l'effet des deux composantes qui produisent des flexions, se distinguent l'un de l'autre par une propriété importante. L'effet d'un couple peut être combattu par celui de tout autre couple de même moment, situé dans le même plan, par exemple, par celui de deux forces perpendiculaires à celles du premier couple.

Par suite, l'effet du couple de tangage M_y situé dans le plan longitudinal peut être annulé en reliant la partie supérieure de la machine à la coque par des liaisons horizontales, ce qui substitue au couple M_y composé de forces verticales, un couple égal formé de forces horizontales ; le nouveau couple tend à produire la flexion par rapport au plan horizontal d'encastrement considéré tout à l'heure, c'est-à-dire dans une direction où la résistance à la flexion est infinie. Cette propriété a été utilisée, par M. Normand, comme nous le verrons plus loin, n° 105.

L'effet du couple d'embardée M_z situé dans un plan horizontal pourrait s'annuler de même, en reliant les bâtis bâbord et tribord d'une machine aux murailles voisines, par des tirants horizontaux à peu près parallèles à l'axe du navire. La flexion d'embardée se trouverait ainsi arrêtée par suite de l'impossibilité où est le navire de fléchir par rapport au plan longitudinal pris comme plan d'encastrement. Cette propriété a été utilisée dans la disposition des parquets et de leurs supports, sur quelques appareils récemment mis en construction à Indret.

Les coques ne présentent, au contraire, aucun moyen de transformer les forces Z et Y, pour changer leur direction, et pour annuler leur effet comme celui des couples M_y et M_z.

Des deux sortes de flexion longitudinale, la seule dont on se préoccupe, pour la coque des navires munis de machines verticales, est la flexion verticale, produite par la composante Z et par le couple M_y. La composante Z tend, dans la vibration de la coque, à produire un ventre à l'emplacement de la machine; le moment M_y tend, au contraire, à y produire un nœud.

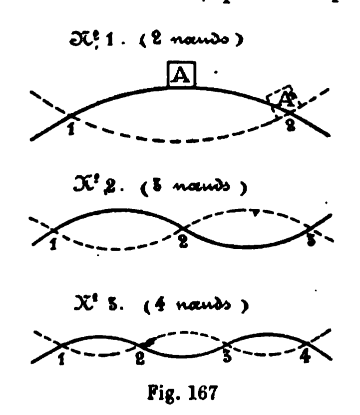


Fig. 167

Une propriété importante des coques, qui leur est commune avec tous les corps vibrants, consiste à pouvoir prendre diverses sortes de mouvements, en présentant un nombre de nœuds variés comme l'indique la figure 167. La distribution des nœuds et des ventres dépend de la structure de la charpente et de la distribution des poids dans le sens longitudinal.

M. Yarrow et M. Mallock, qui ont étudié avec soin la vibration des coques de torpilleurs, y ont observé la présence de deux, de trois et de quatre nœuds, comme sur la figure 167, n°s 1, 2, 3, jamais davantage.

M. Otto Schlick a exécuté, sur une simple planchette flexible une expérience intéressante, qu'il n'est pas possible de faire malheureusement sur les navires eux-mêmes, pour déterminer l'emplacement le plus convenable de la machine. Il détermina d'abord la position naturelle des nœuds et des ventres sur la planchette en vibration. Prenant ensuite un petit modèle de machine à un seul cylindre, donnant une forte composante Z, sans aucun moment M_y, il vérifia, que cette machine, placée sur un ventre en A, imprimait de violentes trépidations à la planchette, et que, sur les nœuds, en A', figure 167 n° 1, elle ne donnait lieu à aucune vibration. Prenant ensuite une petite machine à deux cylindres, avec manivelles à 90° qui donnait lieu à d'assez forts moments M_y avec les Z nuls, il constata qu'elle imprimait des vibrations analogues aux trépidations du premier cas, lorsqu'on la plaçait en A'.

Ainsi la trépidation doit être le résultat de la force Z ou du moment M_y, selon que la machine est placée, soit sur un ventre naturel, soit sur un nœud de vibration.

102. — *Durée des vibrations. Conditions diverses de synchronisme.* — La grandeur des trépidations dépend, par-dessus tout, de leur synchronisme plus ou moins parfait avec les révolutions de la machine qui les produit. Il importe donc, tout d'abord, de connaître la durée des trépidations.

Soient $2\ T_n$ la période complète des trépidations, aller et retour, qu'il s'agit de déterminer;

$2\ l$ la distance entre deux nœuds consécutifs, à peu près proportionnelle, pour un nombre de nœuds donné, à la longueur L du navire ;

I la force verticale produisant la trépidation;

P le poids du corps vibrant, égal ici au déplacement du navire considéré;

A le moment d'inertie de la section d'encastrement fixe par rapport à laquelle la flexion se produit;

E le coefficient d'élasticité ;

K un coefficient constant, et g l'accélération due à la pesanteur.

La formule générale de la période des vibrations, donnée par M. Flamant,

$$2\ T_n = 2\ \Pi \sqrt{\frac{l^3\ (I + KP)}{6g\ EA}},$$

devient, pour le cas des navires, I étant négligeable en présence de KP à cause de la grande valeur de P,

$$(44) \qquad \sqrt{\frac{KPl^3}{6g\ EA}}.$$

En remplaçant l par L auquel il est proportionnel, et réunissant toutes les constantes en une seule ξ, qui devra varier avec le nombre de nœuds, cette formule peut s'écrire,

$$(45) \qquad 2\ T_n = \xi \sqrt{\frac{PL^3}{A}}.$$

Le nombre de vibrations par minute est, par suite,

$$N = \frac{60}{2T_n} = \frac{60}{\xi} \sqrt{\frac{A}{PL^3}},$$

ou, plus simplement,

$$(46) \qquad N = \Xi \sqrt{\frac{A}{PL^3}}.$$

Si l'on veut se dispenser de calculer le moment d'inertie A, pour appliquer les formules précédentes, on peut adopter, pour représenter A, la formule empirique,

$$A = kep^2\ (3m + p),$$

ou plus simplement

$$A = 3kemp^2,$$

e étant l'épaisseur moyenne de la matière travaillant sur le pourtour de la section ;

m la largeur du navire, à la section considérée;

p le creux du navire, à la section considérée.

L'expression (45) peut alors s'écrire, en changeant la constante,

$$2T_n = \varphi\sqrt{\frac{PL^3}{lmp^2}}; \tag{47}$$

l'expression (46) devient de même,

$$N = \Phi\sqrt{\frac{emp^2}{PL^3}}. \tag{48}$$

Il parait préférable de s'en tenir aux formules (45) et (46).

Pour le cas de la flexion la plus simple, avec deux nœuds seulement, M. Otto Schlick donne à la constante Ξ, dans la formule (45) les valeurs suivantes, le tonneau étant pris pour unité de poids, le millimètre partout pour unité de longueur, et le millimètre carré pour unité de surface.

Contre-torpilleurs et grands torpilleurs, à formes fines . . .	108.700
Grands paquebots transatlantiques, à formes fines	99.460
Cargos, à formes pleines	88.650

En adoptant le chiffre attribué aux transatlantiques, on forme le tableau suivant relatif à quelques croiseurs.

TABLEAU XVII.

	P	$\frac{1}{10^3}$ L	$\frac{1}{10^9}$ A	N
Jeanne-d'Arc	11.270	147	54.976	123
Jurien-de-la-Gravière	5.686	138.4	17.204	106
Milan.	1.546	92.4	3.234	162
Dunois	904	77.6	1.160	180

Les valeurs de N ainsi calculées représentent les nombres de tours les plus désavantageux, au point de vue de l'effet des forces d'inertie, pour la marche des machines à toute vitesse. Le synchronisme des nombres de tours et des vibrations est, d'ailleurs, d'autant plus dangereux, qu'il correspond à une valeur absolue plus grande de N et, par suite, des forces d'inertie.

Le nombre calculé pour le *Milan*, 162 vibrations, conduit, pour la du-

rée 2 T_n d'une vibration complète, au chiffre de $0^s,37$, un peu différent de celui qui a été relevé sur les courbes de l'oscillographe en 1885.

En partant de la valeur connue, $0^s,41$, de la durée des trépidations du *Milan*, et de celle de N égale par suite à 143, nous trouvons, pour la constante Ξ, la valeur numérique 89.760. Ce dernier nombre se rapproche assez de 99.460, pour que l'observation du *Milan* soit regardée comme une confirmation du calcul de M. Otto Schlick.

Pour le cas où la flexion se fait avec plus de deux nœuds, les constantes ξ et Ξ varient, comme l'indique l'équation (44), respectivement en raison, ou en raison inverse, de la racine deux tiers de la longueur l; ces constantes varient ainsi en raison inverse ou en raison directe de la racine deux tiers du nombre des nœuds supposés équidistants.

Si nous posons . . . . . $2t = 1$. . dans le cas de deux nœuds;

Nous avons . . . $2t = \left(\frac{2}{3}\right)^{\frac{3}{2}} = 0,54$ avec trois nœuds,

et, de même, . . . $2t = \left(\frac{1}{2}\right)^{\frac{3}{2}} = 0,35$ avec quatre nœuds.

Nous aurions . . . $2t = \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{3}{2}} = 0,25$ avec cinq nœuds.

En nombres ronds, on peut admettre que la valeur de la période $2t$ diminue suivant les rapports $\frac{1}{2}, \frac{1}{3}, \frac{1}{4}$, lorsque le nombre des nœuds devient 3, 4, 5.

M. Mallock a vérifié expérimentalement ces conséquences des lois élémentaires de la flexion, sur une planchette de bois flexible, qu'il a mise en vibration en faisant varier le nombre des nœuds tenus équidistants. Il a trouvé les rapports suivants entre les valeurs successives de la période

$2t = 1$.	pour 2 nœuds;
0,44.	» 3 »
0,27.	» 4 »
0,17.	» 5 »

Ces chiffres paraissent concorder suffisamment avec ceux fournis par le calcul.

Le synchronisme entre les trépidations de la coque et les révolutions de la machine, source des grandes amplitudes de trépidation, peut, d'après ce qui précède, se rencontrer à plusieurs allures. En effet, si ce synchronisme se rencontre à N tours de la machine, pour la vibration à 2 nœuds, il se reproduira, avec les nombres de tours 2 N, 3 N, 4 N, pour les vibrations avec 3, 4, 5 nœuds, etc. Les machines ne peuvent pas atteindre, en général, des allures aussi rapides; mais on observe le

retour de grandes trépidations, aux nombres de tours qui sont des sous-multiples de N.

103. — *Mesure de l'amplitude des trépidations.* — L'amplitude des trépidations peut s'enregistrer assez facilement, à l'aide d'instruments fondés sur le même principe que le grand pendule de l'oscillographe double et les séismographes. Une masse très lourde, suspendue de manière à ne pouvoir prendre que des mouvements d'oscillation à longue période, est placée en face d'un point qui participe aux vibrations rapides du navire ; l'un des deux corps porte un pinceau traceur, l'autre un papier enregistreur ; le mouvement relatif de la coque qui vibre, par rapport à la masse qui ne peut pas suivre son mouvement, se trouve relevé d'une manière continue.

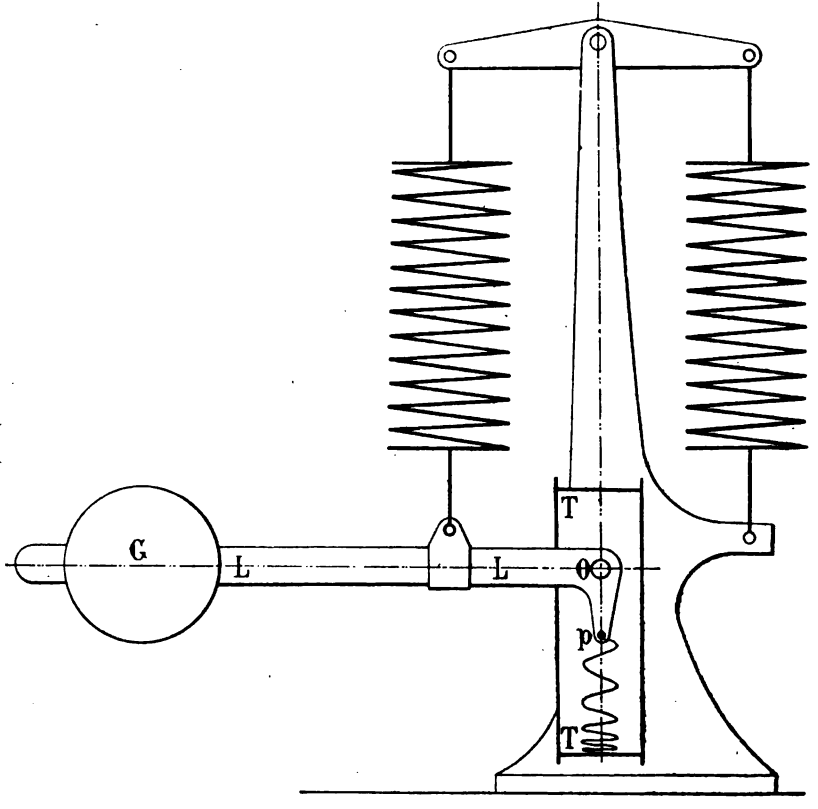


Fig. 168.

Cet instrument a reçu les noms de *pallographe* et de *vibrographe* ; le premier est sans doute plus correct, mais le second semble acceptable, après tant d'autres mots qui associent une racine latine et une racine grecque. Deux spécimens seulement sont en service. Celui de

M. Otto Schlick, fig. 168, porte le pinceau traceur fixé en p au levier L qui porte la masse fixe G, tandis que le tambour enregistreur T est fixé à la coque ; le levier L a un point fixe en O, et est soutenu par un ressort à longue période de vibration. L'appareil de MM. Nesbit et Yarrow présente des dispositions de détail un peu différentes, avec le tambour porté par la masse G, tandis que le pinceau est sur la coque ; le fonctionnement est le même.

L'observation des amplitudes de trépidation, même faite avec des moyens rudimentaires, montre clairement l'influence du synchronisme ; de plus, elle permet de vérifier la reproduction périodique du synchronisme pour des nombres de tours croissants, lorsqu'on dispose d'une machine suffisamment rapide.

Sur un torpilleur, dont l'hélice avait été enlevée, afin de permettre d'atteindre des nombres de tours très élevés, M. Sidney Barnaby a observé que les grandes trépidations se produisaient pour les nombres de tours formant la série suivante :

200 400 600 800 ;

un état d'immobilité presque complète se rencontrait à 300, à 500 et à 700 tours. Ces nombres concordent exactement avec les indications du calcul, au sujet de l'influence du nombre des nœuds.

Sir William White a observé le cas, non moins curieux, d'un aviso-torpilleur, dont la coque entrait en vibration avec les nombres de tours suivants :

65 125 190 255.

Les plus grandes trépidations étaient à 125 tours. Il est vraisemblable qu'ici, le nombre de vibrations par minute était de 125 avec deux nœuds, et de 255 avec trois nœuds, et que les trépidations à 65 tours correspondaient à un cas d'hémichronisme, comme il s'en rencontre pour la houle et le roulis des navires.

En valeur absolue, l'amplitude des trépidations de la coque ne peut être donnée que par les vibrographes fonctionnant avec précision. M. Yarrow a trouvé 11 millimètres sur un torpilleur et M. Otto Schlick $9^{mm},5$ sur un navire de commerce ; le vibrographe de M. Mallock a enregistré jusqu'à 40 millimètres sur le *Terrible*. Ces chiffres, qui paraissent être des maxima, sont, en somme, peu élevés. L'impression physique, que l'on éprouve sur un navire soumis à des trépidations violentes, ferait croire à des amplitudes de mouvement bien plus grandes. Le corps humain, s'il est un assez mauvais vibrographe, est, par contre, un vibroscope d'une grande sensibilité ; il a la perception très nette de mouvements dont l'amplitude atteint à peine 1 millimètre. Les trépida-

tions fatiguent par suite le personnel, plus que la charpente même des navires ; c'est là pour les coques un préservatif contre le danger de se démolir sous l'action des trépidations de la machine, auquel on les a cru exposées sur quelques petits navires à grande vitesse.

§ 4. — Mesures adoptées contre les trépidations. Conclusions sur les forces d'inertie.

104. — *Variété des remèdes à opposer au danger des trépidations.* — Les moyens préventifs propres à combattre les trépidations sont assez nombreux, et le choix à faire entre eux doit varier selon les circonstances. Les uns consistent à agir sur la coque seulement ; d'autres portent à la fois sur la coque et sur la machine ; d'autres enfin reposent uniquement sur les dispositions de la machine. L'étude de ces derniers rentre plus particulièrement dans le cadre d'un traité de machines.

Sur la coque seule, on peut agir par la consolidation générale de la charpente, qui rend les trépidations à la fois moins amples et plus rapides.

La position à bord, donnée à la machine, offre une sérieuse importance, comme on le voit en se reportant à la figure 166. Si la machine est construite de manière à produire une faible résultante de trépidation Z et un fort moment de tangage M_y, il convient de la placer dans le milieu de la longueur, c'est-à-dire sur le ventre principal de vibration ; c'est la solution adoptée sur plusieurs bâtiments français de construction récente. Quand, au contraire, on croit avoir à redouter l'effet de la force Z, plutôt que celle du couple M_y, la position voisine d'un nœud de vibration est préférable.

Les combinaisons portant à la fois sur la coque et sur la machine consistent principalement dans le mode d'attache, et les liaisons établies entre la première et la seconde. Sur ce point, il importe de faire une distinction complète, entre l'importance des résultats à obtenir sur la trépidation et sur le tangage. Les liaisons entre la coque et la machine ne peuvent, en effet, atténuer que dans une faible mesure l'effet de la résultante de trépidation Z, tandis qu'elles peuvent aller jusqu'à rendre nul l'effet du couple de tangage M_y, comme nous l'avons vu au n° 101. On dispose donc de moyens d'action contre le couple M_y plus étendus que ceux opposés à la force Z, et on les a mis en œuvre, non seulement sur les torpilleurs, comme nous le verrons plus loin, mais encore sur de grands croiseurs.

Une précaution efficace, quand elle est réalisable, comme sur les

paquebots, consiste à éviter le synchronisme entre les vibrations de la coque et les révolutions de la machine. Sur les machines actuelles, le nombre de tours maximum des machines est en général supérieur au nombre de vibrations N des coques ; il faut viser à obtenir 1,5 N pour le nombre de tours habituel. La distribution des poids à bord a, sur la valeur de N, une influence qui peut être utilisée.

Les bâtiments de guerre marchent à des allures trop variées, pour que le synchronisme ne se rencontre pas en service.

Les éléments dont on dispose, du côté de la machine, sont au nombre de trois.

1° Le poids des pistons et des contrepoids de manivelles.

2° Le calage des manivelles.

Ces deux éléments influent à la fois sur la valeur de la force Z et sur celle du couple M_y. De plus, les contrepoids de manivelles détruisent le moment du couple d'embardée M_z.

3° La distribution, dans le sens longitudinal, des différentes manivelles dont le calage a été déterminé.

Ce troisième élément influe uniquement sur M_y. Il est sans influence sur Z, et, par suite, il n'a pas apparu dans l'étude du moment de rotation.

La valeur de Z et celle de M_y se déterminent, pour chaque navire, par un tracé de courbes beaucoup plus simple que le tracé de la courbe du moment de rotation. Il suffit, en effet, pour obtenir Z, d'additionner les valeurs de I_p des différents cylindres, déjà portées sur les courbes I R et la figure 152, en y ajoutant les valeurs de I_m, faciles à calculer, formule (44). Pour calculer les moments M_y, on choisit comme axe, l'axe du cylindre n° 1, ou cylindre avant, et, pour tous les autres cylindres, on multiplie chaque valeur de Z par la distance entre les axes des deux cylindres.

Nous donnerons, figures 171, 173, 176, 179 et 172, 174, 177, 180, quelques spécimens de courbes de Z et de M_y.

On possède un grand nombre de courbes de valeurs de Z et de M_y ainsi calculées. On est au contraire très pauvre en résultats d'expériences faisant connaître les vibrations correspondantes à une force et à un couple connus. On en est même presque réduit aux conjectures, sur l'importance relative à attribuer à la résultante Z et au couple M_y.

Pour les comparaisons à faire d'une machine à l'autre, il convient de calculer le rapport

$$\frac{Z}{FV},$$

en ce qui concerne la résultante Z, et le rapport

$$\frac{M_y}{F V D},$$

en ce qui concerne le moment de tangage.

F étant la puissance en chevaux,

V étant la vitesse moyenne des pistons,

D étant le diamètre du cylindre B P, ou son produit par $\sqrt{2}$ s'il y en a deux ; il représente ici une longueur proportionnelle aux bras de levier du couple M_y.

Parmi les obstacles opposés à la vibration des coques de navires, il en est un sur lequel le constructeur n'a pas d'action et qui ne peut se compter, par suite, au nombre des moyens de la combattre. C'est la résistance de l'eau, dont l'action se manifeste par la production de rides autour de la flottaison des bâtiments légers. Il est assez vraisemblable que, n'eût été l'effet de la résistance de l'eau, les trépidations des torpilleurs et des contre-torpilleurs auraient atteint plus d'une fois des amplitudes dangereuses pour la solidité de la coque.

105. — *Dispositions adoptées sur les torpilleurs par M. Normand et par M. Yarrow.* — Les premières mesures préventives contre les trépidations ont été adoptées sur les torpilleurs, à une époque où, les machines étant à trois manivelles, le choix de l'angle de calage était à peu près fixé et où la distribution longitudinale des manivelles était indifférente.

M. Normand, à qui est due l'étude la plus ancienne et la plus complète sur les lois des trépidations et sur les moyens de les combattre, a été conduit aux deux mesures suivantes :

1° Annuler sensiblement la résultante Z, en lestant les pistons les plus légers, de manière à égaliser les forces d'inertie sur les trois manivelles. Il a suffi, pour obtenir ce résultat sur le *Chevalier*, d'ajouter 61 kilogrammes au piston HP, et 42 kilogrammes au piston M P.

2° Annuler l'effet du couple de tangage M_y, en le transformant en un couple de flexion de la coque dans le sens de la hauteur. A cet effet, la partie supérieure du massif des cylindres a été reliée au pont par des tirants convenablement boulonnés.

Les résultats obtenus ont été très satisfaisants.

M. Yarrow a imaginé de contre-balancer à la fois la force Z et le moment M_y à l'aide de deux contrepoids mus par des excentriques, guidés par des glissières verticales, et placés l'un à l'avant, l'autre à l'arrière de la machine, fig. 169. Il dispose ainsi de trois éléments arbitraires,

le poids, la course, l'angle de calage, pour chaque contrepoids. Il a soin, de plus, de munir toutes les manivelles du vilebrequin de contrepoids tournants bien proportionnés aux manivelles.

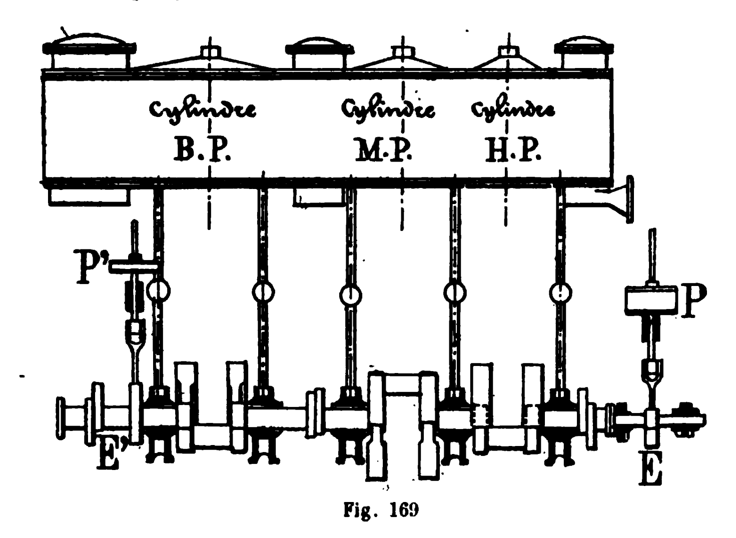


Fig. 169

Un contre-torpilleur de 248 tonnes de déplacement, dont la machine avait été ainsi disposée, a été expérimenté dans les trois conditions suivantes

1° Sans contrepoids;

2° Avec contrepoids tournants seulement;

3° Avec contrepoids tournants et contrepoids oscillants.

Les amplitudes de vibrations maximum, relevées avec le vibromètre, ont été :

1er cas :	Amplitude totale.	$10^{mm},9$
2e cas :	—	$7^{mm},9$
3e cas :	—	$2^{mm},8$

La disparition des rides à la surface de l'eau, autour du petit bâtiment, accompagnait nettement la diminution des trépidations.

L'appareil antivibratoire Yarrow pourrait être susceptible d'applications variées, sur les locomotives, par exemple, pour combattre le mouvement de lacet, si pernicieux à la conservation de la voie.

106. — *De l'angle de calage des manivelles, combiné avec leur ordre de succession longitudinale.* — Au point de vue de l'angle de calage, il y a peu de chose à dire des machines à deux manivelles et à trois manivelles.

Sur les machines à deux manivelles, le calage est toujours de 90°. Au moment où la force d'inertie Z atteint son maximum pour une manivelle,

elle est nulle pour l'autre. La résultante de trépidation est alors très grande, et le moment de tangage est nul.

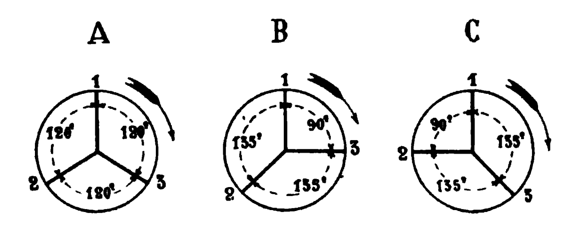


Fig. 170

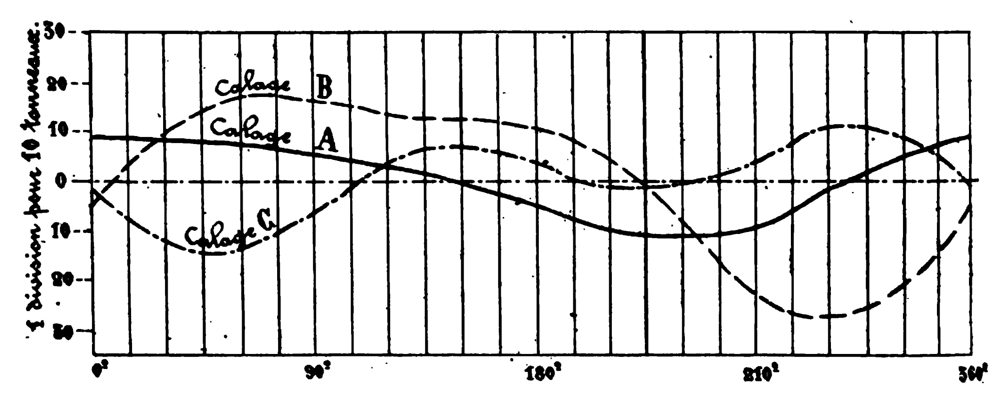


Fig. 171 (*Du Chayla* et comparatifs).

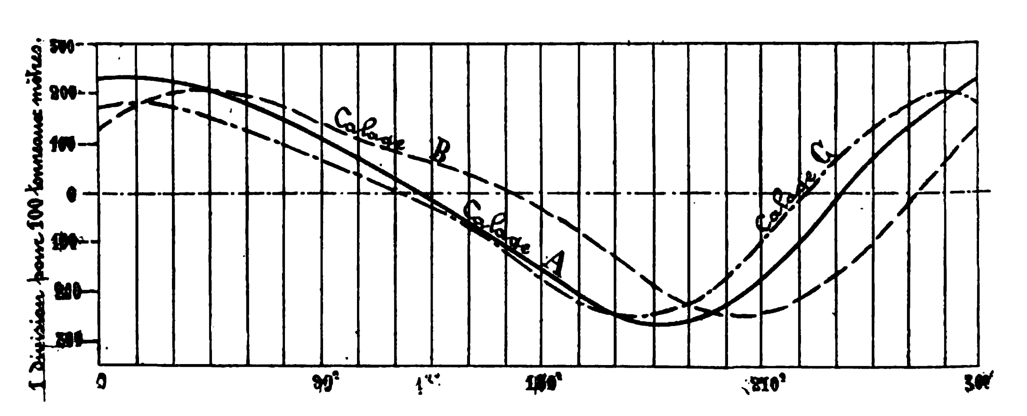


Fig. 172 (*Du Chayla* et comparatifs)

Sur les machines à trois manivelles, le calage est presque toujours de 120° ; la distribution dans le sens longitudinal est presque indifférente, puisque chaque manivelle fait toujours le même angle avec les deux voisines. On a donc peu d'action sur les forces d'inertie, dans cette sorte de machines ; on peut seulement égaliser le poids des trains mobiles. Les machines à trois manivelles comme celles du *Lucania* et du *Campania*, en tandem sur deux manivelles, seulement, se sont montrées, en pratique, inférieures, sous le rapport des trépidations, aux anciennes machines à détente double avec trois manivelles et trois cylindres égaux, et surtout aux machines à quatre manivelles bien équilibrées, comme celle du *Kaiser-Wilhelm-der-Grosse*.

Une étude a été récemment faite à Indret, pour comparer le calage à 120° de la machine du *Du Chayla*, avec les deux autres calages B et C, de la figure 170.

Les courbes de la résultante de trépidation Z et du moment de tangage M_y sont données figure 171 et figure 172.

Sur ces deux figures, les différences entre les effets des trois calages considérés semblent assez prononcées ; mais, si on les compare aux effets des calages de quatre manivelles, ces différences sont relativement peu importantes.

L'influence du calage et de la distribution longitudinale des manivelles a commencé surtout avec les machines à quatre manivelles, d'un usage presque général aujourd'hui. La présence de quatre manivelles permet des combinaisons très variées.

S'il s'agissait uniquement de combattre les trépidations, sans avoir à se préoccuper, ni de la régularité du couple de rotation, ni de la manœuvre de la machine, il serait facile, avec quatre manivelles, de n'avoir ni force résultante Z, ni couple M_y. Il suffirait de placer les quatres manivelles dans un même plan, en les orientant, les deux extrêmes d'un côté de l'arbre, les deux centrales du côté opposé. Chaque groupe de deux manivelles, avant et arrière, donnerait ainsi une résultante partielle nulle, et un moment de tangage partiel égal et contraire à celui fourni par l'autre groupe. On réaliserait donc des conditions de tranquilité aussi parfaites que celles de l'*Eylau*.

Les exigences de la régularité de rotation et de la sûreté de la manœuvre rendent évidemment impraticable cette disposition.

Dans ces conditions, il reste possible de supprimer du moins la résultante générale Z en conservant le groupement par manivelles opposées deux à deux. Telle est la disposition étudiée à plusieurs reprises à Indret, et adoptée, ainsi que nous l'avons vu au n° 96, après des compa-

raisons faites avec d'autres calages, sous le rapport de l'irrégularité du couple de rotation, figures 159 et 161.

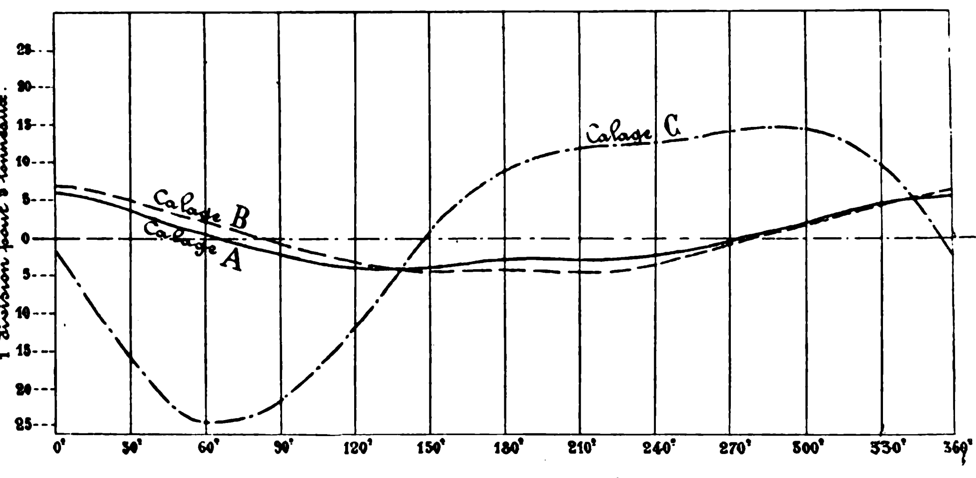


Fig. 173 (*d'Assas, Cassard*).

Fig. 174 (*d'Assas, Cassard*).

Au point de vue des trépidations, le résultat donné par le calage à 180° des deux groupes de manivelles

1° Cylindres 1 et 3, HP et BP.
2° Cylindres 2 et 4, MP et BP.

a été également calculé à Indret.

Les deux figures 173 et 174 représentent, pour le *d'Assas*, et pour ses deux comparatifs de la figure 160, les courbes de la résultante Z et celles du moment total de tangage M_y, correspondant à chacun des trois calages.

Les mêmes calculs ont été faits à l'occasion de la machine du *Jurien-de-la-Gravière*, avec les trois calages représentés figure 175.

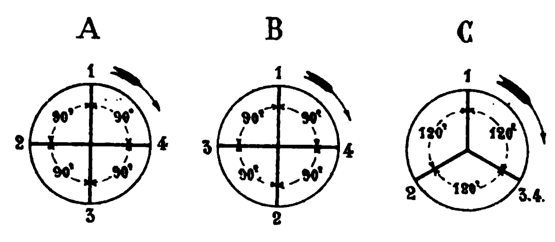


Fig. 175

Les résultats sont donnés, figure 176 pour les forces Z et figure 177 pour les moments M_y.

Au point de vue de la résultante Z, figures 173 et 176, le calage A, adopté sur le *Brennus*, le *d'Assas* et le *Jurien-de-la-Gravière*, est évidemment très bon. Au point de vue du moment M_y, le résultat indiqué par les figures 173 et 174 est moins satisfaisant.

Le groupement des manivelles 1 et 3 d'une part, 2 et 4 d'autre part, donne au couple de tangage un bras de levier trop fort. Le groupement 1-3 et 2-4 conduirait à des moments réduits de moitié, si les axes des cylindres sont équidistants, et il n'augmenterait pas la résultante Z. L'inconvénient de ce dernier calage est que le couple de rotation devient très irrégulier, comme on l'a vu au n° 96, quand on accouple les deux manivelles BP à 180°, contre les deux manivelles HP et MP, agissant ensemble sur un diamètre perpendiculaire au premier.

On peut associer les avantages des deux calages que nous venons de considérer, c'est-à-dire celui du calage A des figures 158, 160, 175, au point de vue de la régularité du couple de rotation, et celui du calage B des mêmes figures, au point de vue de la faiblesse du couple de tangage, en adoptant une distribution convenable des cylindres dans le sens longitudinal. Il suffit, pour cela, en prenant le calage B, de disposer un des cylindres BP à côté de chacun des deux cylindres HP, MP, et de l'accoupler avec lui à 180°.

Cette solution, qui a des inconvénients au point de vue de la compli- cation du tuyautage de vapeur, est difficilement applicable, faute d'es-

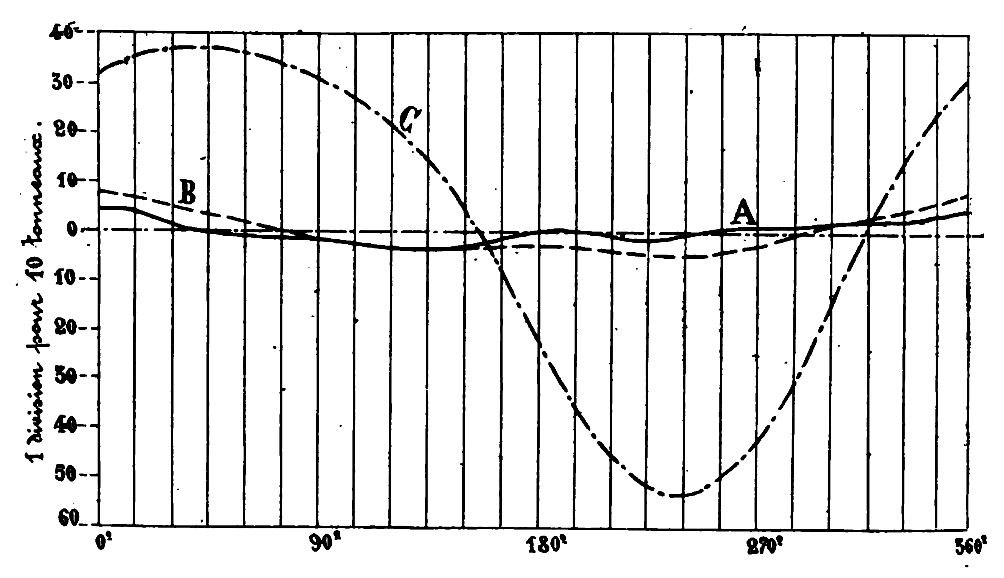


Fig. 176 (*Jurien-de-la-Gravière*).

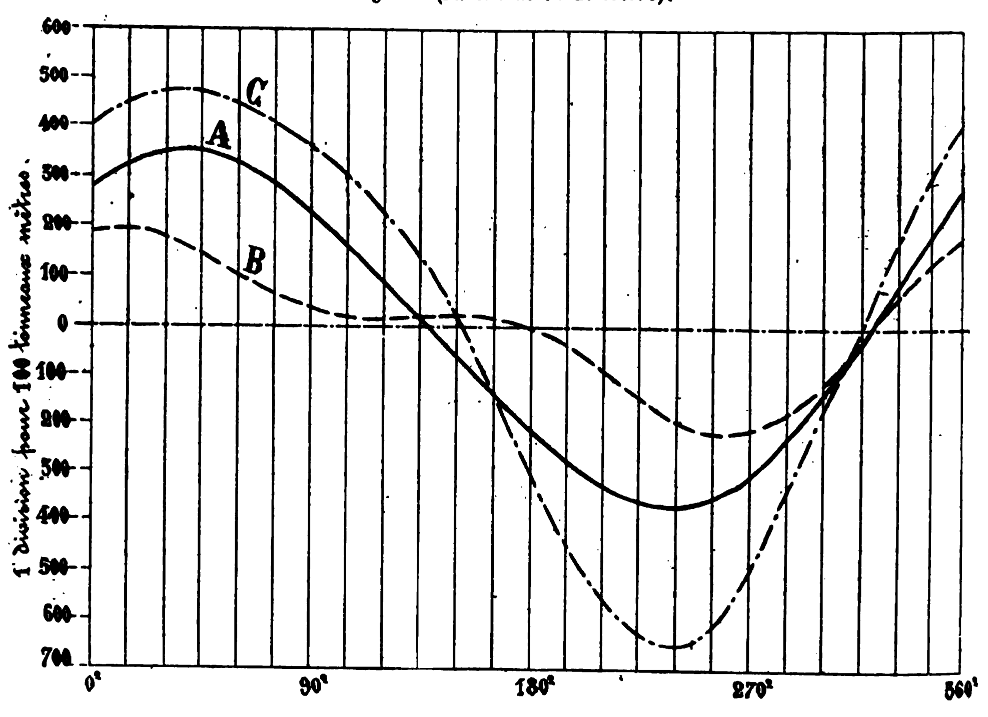


Fig. 177 (*Jurien-de-la-Gravière*).

pace, sur les bâtiments de guerre, mais elle convient bien aux bâtiments de commerce ; elle a été étudiée très soigneusement par M. Pinczon, à l'occasion de la machine du transatlantique la *Lorraine*.

Les calculs des valeurs de Z et de M_y, pour la *Lorraine*, ont été faits avec six calages différents, dont quatre rectangulaires, représentés sur la figure 178.

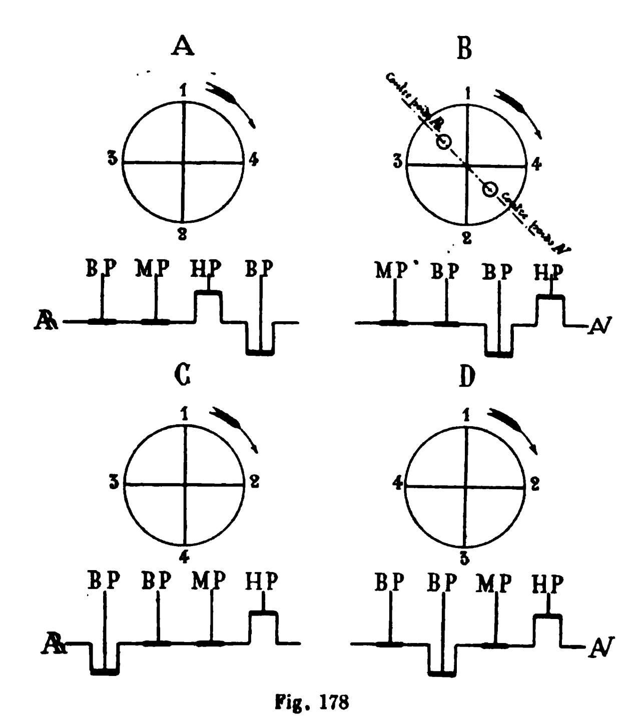


Fig. 178

Les quatre dispositions sont évidemment équivalentes, au point de vue de la résultante, et un peu inférieures, sous ce rapport, à la disposition du *d'Assas*. La courbe des valeurs de Z est représentée fig. 179.

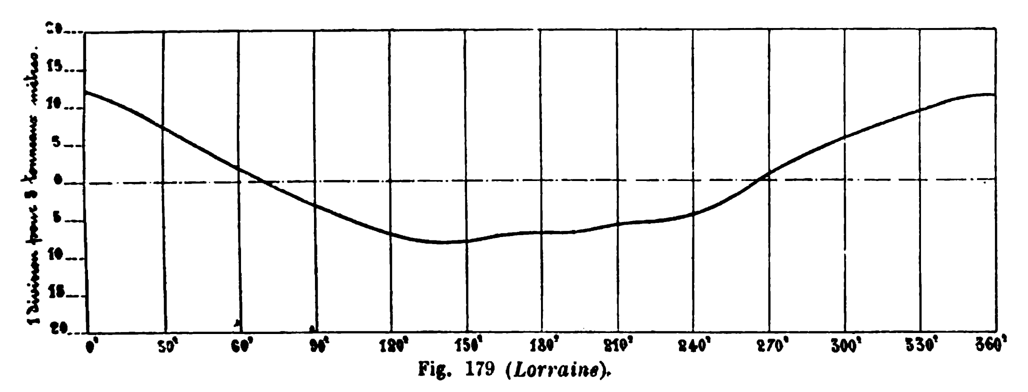


Fig. 179 (*Lorraine*).

Au point de vue du couple de tangage, les deux dispositions A et B, ont une grande supériorité sur les dispositions C et D; la disposition B donne lieu, en particulier, à un couple sensiblement moitié moindre, que la disposition D, qui est celle du *Brennus*, 550 tm au lieu de 1000 tm. Les valeurs de M_y sont représentées figure 180.

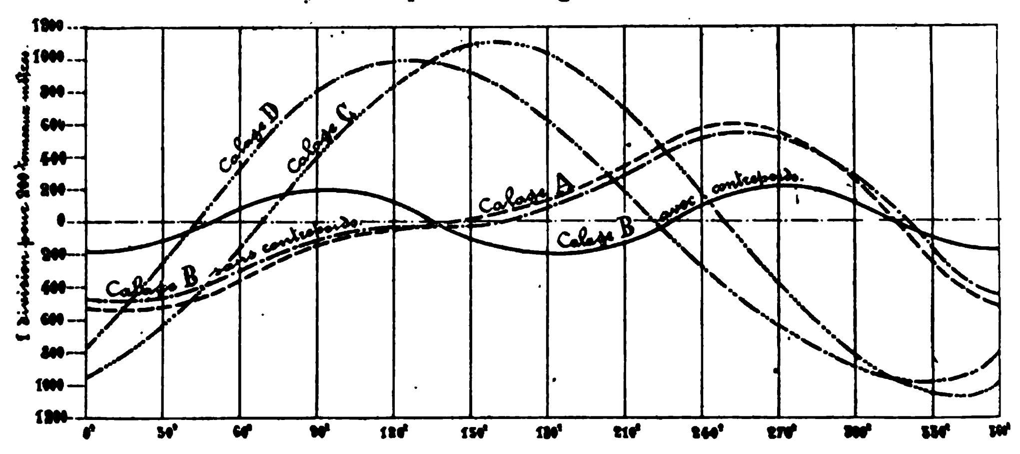


Fig. 180 (*Lorraine*).

La disposition B a été adoptée. Elle a été améliorée par l'addition de deux contrepoids, convenablement placés pour fournir un moment de tangage négatif au moment du plus grand moment positif donné par la machine. On est arrivé ainsi à réduire le maximum de M_y à 200 tm.

Les résultats des calculs précédents ont été confirmés par une expérience faite à l'aide d'un petit modèle de la machine, placé sur un madrier flexible, qui représentait la coque de la *Lorraine*. Les vibrations, très prononcées avec les distributions de manivelles C et D, très faibles avec les distributions A et B, ont totalement disparu avec la disposition B complétée par les contrepoids. Tout permet donc d'espérer que la *Lorraine* aura peu de trépidations.

Faisons remarquer, en terminant, que la disposition D de la figure 178, adoptée sur beaucoup de bâtiments de guerre, pour les motifs qui ont été signalés, n'a donné lieu à des plaintes, ni sur le *Brennus*, ni sur le *d'Assas*, ni sur les autres bâtiments disposés de la même manière. Les mesures prises dans la construction des machines, et dans leurs attaches avec les coques, pour combattre les flexions produites par le couple M_y, semblent donc avoir l'efficacité nécessaire.

107. — *Distributions et calages divers, avec quatre manivelles non rectangulaires.* — Dans les machines à quatre manivelles, la régularité

du couple de rotation ne demande nullement que les quatre tourillons tombent aux deux extrémités de deux diamètres rectangulaires. Le calage rationnel, représenté en C, figure 155, comporte au contraire un angle de 45°; mais ce calage donnerait probablement lieu à des valeurs excessives de Z. Pour faire leur part à la fois, au couple de rotation, à la résultante de trépidation et au couple de tangage, ce n'est pas trop d'user de toutes les ressources qu'offre la liberté complète dont on dispose pour les calages, jointe à la latitude dans le choix des distributions suivant le sens longitudinal.

La recherche de la meilleure disposition, en admettant tous les angles de calage possibles, en dehors des manivelles rectangulaires, a été faite à diverses reprises, comme le montrent les figures 158, 160, 175, calages C, et aussi les études de M. Pinczon sur deux dispositions de manivelles non représentées figure 178. MM. Otto Schlick et Tweedy, ont fait, de cette recherche, l'objet particulier de calculs nombreux, accompagnés d'études expérimentales analogues à celle dont nous avons dit un mot au sujet de la *Lorraine*.

MM. Otto Schlick et Tweedy, dans un article de l'*Engineering* de 1897, ont préconisé les trois dispositions représentées figure 181.

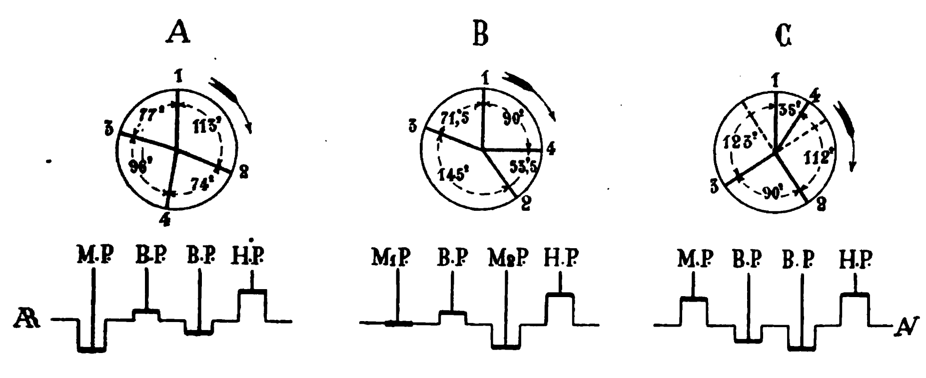


Fig. 181.

Les dispositions A et C se rapportent à des machines à détente triple, et la disposition B, à une machine à détente quadruple. La première, A, offre une grande analogie avec la disposition C de la figure 178. La disposition C se rapproche beaucoup de celle adoptée par M. Jüngermann sur la machine du *Kaiser-Wilhelm-der-Grosse*.

Nous avons déjà indiqué, figure 162, le calage des manivelles du *Kaiser-Wilhelm-der-Grosse*, à l'occasion du couple de rotation ; il est inutile de le reproduire ici, la succession des manivelles étant selon l'ordre ordinaire, de HP à BP, en partant de l'avant.

Tous les calculs relatifs aux trépidations ont été faits pour le bâti-

ment, en tenant même compte des forces d'inertie résultant du mouvement des tiroirs. La figure 182 représente les deux résultantes de trans-

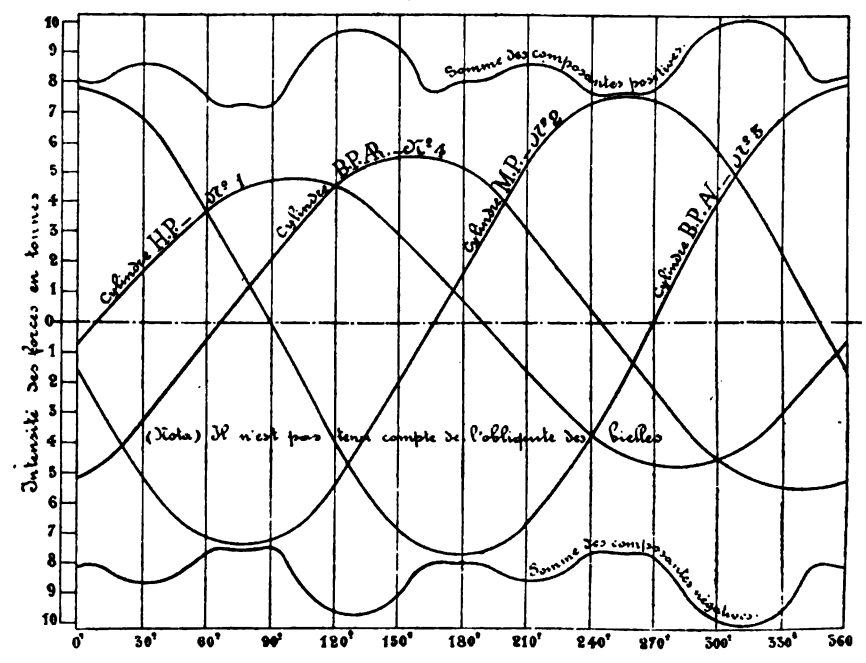


Fig. 182 (*Kaiser-Wilhelm-der-Grosse*).

lation comprenant l'une les forces positives, l'autre les forces négatives. La figure 183 représente, de la même manière, les moments de tangage

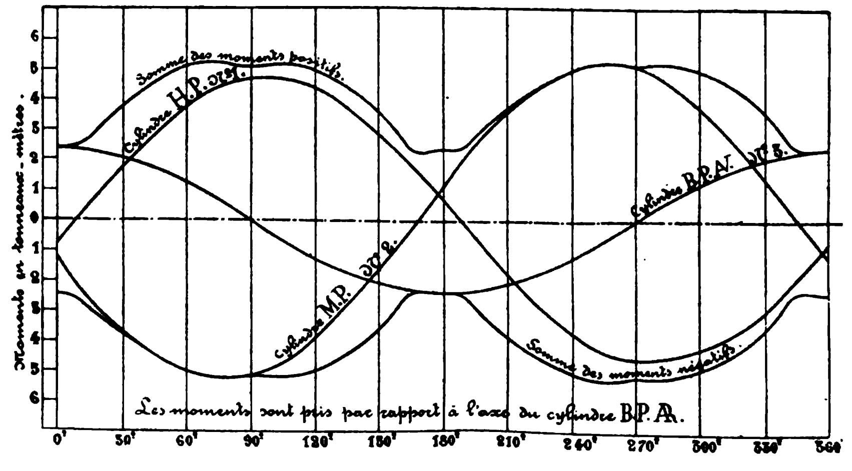


Fig. 183 (*Kaiser-Wilhelm-der-Grosse*).

pris par rapport à l'axe du cylindre BP.R. Les deux courbes, l'une posi-

tive, l'autre négative étant sensiblement symétriques par rapport à l'axe des abscisses, la courbe résultante aurait ses ordonnées presque nulles, pour le moment M_y, comme pour la force Z. Le bâtiment est connu, en effet, pour avoir peu de trépidations, ainsi que nous l'avons dit plus haut.

Il est à remarquer, sur la figure 182, que les courbes des forces d'inertie partielles des différents cylindres sont symétriques par rapport à l'axe des abscisses, alors qu'en réalité, les forces d'inertie à bas de course ne sont que les trois cinquièmes des forces d'inertie à haut de course. Il ressort de là que les calculs ont été faits sans tenir compte de l'obliquité des bielles.

Nous résumerons ce paragraphe par le tableau suivant, qui donne les coefficients de résultante de trépidation et de couple de tangage, tels qu'ils sont définis au n° 104, pour toutes les machines, dans les calculs desquelles il a été tenu compte de l'obliquité des bielles.

TABLEAU XVIII. — *Coefficients de trépidation.*

		$\frac{Z}{FV}$	$\frac{M_y}{FVD}$
1° CAS DE TROIS MANIVELLES			
Du Chayla et comparatifs, fig. 170 . . .	A	0,61	7,10
	B	1,52	6,53
	C	0,81	6,53
2° CAS DE QUATRE MANIVELLES			
D'Assas et comparatifs, fig. 160	A	0,36	3,37
	B	0,39	2,20
	C	1,45	1,52
Jurien-de-la-Gravière et comparatifs, fig. 175	A	0,18	7,98
	B	0,32	4,72
	C	2,25	14,07
Lorraine et comparatifs, fig. 178	A	0,22	3,88
	B	0,22	1,29
	C	0,22	7,44
	D	0,22	6,80

Il suffirait d'un petit nombre d'additions à ce tableau, pour faire connaitre théoriquement les effets de tous les calages entre lesquels on peut avoir à choisir. Il faudrait y joindre de nombreuses données expérimentales, recueillies à la mer, pour résoudre pratiquement le grave problème des trépidations, ainsi que nous allons le voir.

108. — ***Résultats d'expériences, sur l'effet du calage et de l'ordre de succession de quatre manivelles.*** — Relativement aux résultats obtenus à bord, avec les diverses dispositions de manivelles étudiées au n° 106, nous ne possédons que les indications données dans ce numéro.

Nous avons à parler maintenant d'une expérience précise, faite en Angleterre sur le *Terrible*, par les soins de Sir John Durston.

Les quatre calages essayés concurremment sont représentés sur la figure 184; la succession des cylindres est suivant l'ordre habituel, HP, MP, BP, BP, à partir de l'avant.

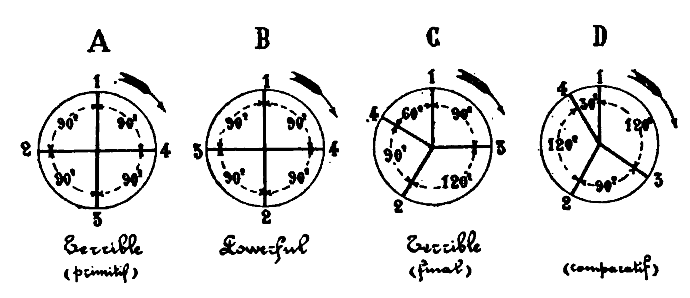


Fig. 184 (*Terrible*).

Le calage A est celui adopté primitivement dans la construction de la machine; il avait donné lieu, au cours des essais, à des trépidations qui furent jugées excessives entre 86 et 92 tours. Le calage B est celui du *Powerful*, un frère du *Terrible*; il n'a donné lieu qu'à des trépidations modérées, mais il a dû produire, d'après ce que nous avons vu plus haut, des irrégularités prononcées dans le couple de rotation. Le calage C, qui rappelle celui du *Kaiser-Wilhelm-der-Grosse*, et le calage D, qui rappelle celui de MM. Otto-Schlick-Tweedy, n° 3, furent choisis pour être comparés aux deux premiers.

Les calculs sur la valeur de la résultante Z et du couple M_y furent d'abord exécutés de la manière habituelle.

Le *Terrible* fut ensuite amarré dans un bassin; ses hélices furent enlevées; le vilebrequin, qui est fait d'assemblages, avec des tourteaux de jonction entre chaque manivelle, fut monté de manière à présenter successivement les quatre calages A, B, C, D. On fit, avec chaque calage, une série d'expériences à des nombres de tours variés, en mesurant les trépidations à l'extrémité arrière du navire avec le vibrographe Mallock.

Les résultats des calculs et des expériences au bassin sont résumés dans le tableau suivant, les valeurs de Z et de M_y du calage A étant prises pour unité :

		A	B	C	D
Maximum de la résultante Z		1	2,48	12,60	12,50
Maximum du couple de tangage M_y, ...		1	0,64	0,35	0,18
Amplitude maximum de vibration relevée	une seule machine en marche	39mm	20mm	»	2mm,5
	les deux machines en marche	»	43mm	»	»

Ces nombres, en ce qui concerne les valeurs de Z et de M_y sont d'accord avec les résultats obtenus en France. Ils confirment la supériorité du calage A sous le rapport de la force résultante et son infériorité sous le rapport du couple de tangage. Les amplitudes observées attribuent au calage D une supériorité bien marquée.

Le calage D fut alors adopté; les hélices furent remontées, et le *Terrible* fit, à la mer, une marche de 60 heures, à 94 tours, en développant 15.500 chevaux. Contrairement aux prévisions, les trépidations furent violentes. De plus, on constata quelques difficultés de manœuvre pour la machine, ce qui n'a rien de surprenant, puisque le calage D se rapproche un peu de celui qui placerait toutes les manivelles dans un même plan.

Le calage C fut alors établi, et le *Terrible* exécuta toute une série complète d'expériences à des nombres de tours variés, dont une à 98 tours et 18.500 chevaux et une autre à 108 tours et 25.000 chevaux. Les trépidations furent constamment très faibles. Le calage C fut définitivement adopté.

De ces expériences importantes, nous devons tirer d'abord un exemple. Quand on est en présence d'un problème nouveau et délicat, il faut savoir, comme en Angleterre, faire les dépenses nécessaires pour en obtenir la solution. A ce prix seulement, les constructeurs peuvent avoir la responsabilité de leurs machines ; ils ne sont pas doués de l'omniscience ; il faut seulement leur demander de n'avoir pas de parti pris préconçu. Il suffirait d'ailleurs, en France, pour être éclairé sur la plupart des grandes questions, de consacrer à des expériences véritables, une petite partie du prix des interminables essais de recette, tous répétés uniformément sur des machines semblables, dont le but unique est d'établir des responsabilités toujours un peu fictives.

Ceci posé, les expériences du *Terrible* montrent qu'une réduction des deux tiers sur la valeur de M_y est très avantageuse, alors même que celle de Z est amplifiée en même temps dans un rapport supérieur à 12. Il en résulte que, sur le *Terrible*, l'amplitude des trépidations dépend pres-

qu'uniquement du couple de tangage. Il ne faudrait pas d'ailleurs généraliser aveuglément cette conclusion. Le calage A, abandonné sur le *Terrible* pour le calage C, paraît jusqu'ici donner chez nous des résultats assez satisfaisants. La différence peut tenir à ce que la machine du *Terrible* est placée sur un nœud de vibration de la coque, tandis que nos machines, ramassées dans la maîtresse partie du navire, doivent tomber plutôt sur un ventre. Il faut tenir compte aussi des mesures prises pour combattre l'effet du couple M_y. L'étude est à poursuivre. Il est impossible d'étudier expérimentalement l'influence de la position de la machine à bord, comme l'influence des angles de calage a été étudiée sur le *Terrible* ; on pourrait du moins s'éclairer à l'aide de quelques expériences de modèles.

La divergence entre les résultats des expériences au bassin, favorables au calage D et ceux des expériences en marche, favorables au calage C, mérite toute l'attention des constructeurs. Les forces d'inertie sont évidemment les mêmes dans la marche à vide et la marche en charge. La flexion de la machine elle-même sous l'effort des tiges et des bielles peut seule expliquer les différences observées ; il faut en conclure qu'une flexion de ce genre peut se produire, même sur les machines où, comme sur le *Terrible*, les cylindres et les tiroirs, tous boulonnés ensemble, forment, dans les hauts, une pièce de grande rigidité.

109. — *Résumé et conclusions sur les effets des forces d'inertie.* — Le présent chapitre, presque entièrement consacré aux forces d'inertie, nous a fait connaître l'importance de l'étude de ces forces, au double point de vue de la régularité du couple moteur de la machine et des trépidations de la coque. La régularité du couple de rotation doit influer d'une manière très marquée sur le rendement mécanique des hélices, singulièrement modifié par des variations de vitesse s'élevant jusqu'à 8 % en plus ou en moins par rapport à la vitesse moyenne, fig. 143. On a, de plus, attribué aux irrégularités du couple moteur une action sur la durée des lignes d'arbres, mais c'est un point difficile à établir. Quant à la question des trépidations, son importance est telle que, pour l'éclaircir, on n'a pas hésité à dépenser, en Angleterre, trois ou quatre mille tonnes de charbon, au cours des essais du *Terrible*, dont nous avons indiqué les résultats.

L'action des forces d'inertie ne se borne pas à ces points principaux ; on la retrouve partout dans le fonctionnement de la machine.

Une fraction importante du travail perdu, en passant des pistons moteurs à l'hélice, est dépensée à produire ou à entretenir les trépidations

de la coque; le rendement mécanique de la machine, aussi bien que celui de l'hélice, est donc soumis à l'influence des forces d'inertie.

Les chocs sur les deux articulations de la bielle et, dans une plus forte proportion, les claquements des patins sur la glissière, aux extrémités de course, subissent les effets des forces d'inertie.

Nous réservons pour le chapitre VII toutes les questions concernant le rendement de la machine, et pour le chapitre XI tout ce qui regarde le fonctionnement des patins et des bielles, leur jeu, leur serrage etc. Nous n'avons envisagé, dans le chapitre VI, les forces d'inertie que sous les deux seuls points de vue auxquels on se limite habituellement, pour leur étude, dans les traités de machines.

CHAPITRE VII

GRAISSAGE, FROTTEMENT. RENDEMENT MECANIQUE DES MACHINES.

§ 1. — Graissage.

110. — *Conduite et surveillance des machines.* — Dans tous les organes en mouvement d'une machine, les surfaces frottantes doivent être parfaitement lubrifiées. Elles doivent être uniquement soumises aux forces dues à la pression motrice de la vapeur, à la pesanteur, à l'inertie, sans aucune surcharge provenant des serrages et pouvant amener des échauffements. Elles ne doivent laisser entre elles que le jeu nécessaire pour éviter cette surcharge, sans aucun excédent pouvant produire un choc, quand la direction variable des forces produit le portage alternativement sur des surfaces différentes.

La tâche principale des mécaniciens est d'obtenir ce fonctionnement régulier de tous les organes, sans choc ni échauffement, pendant un temps prolongé. Elle exige des précautions minutieuses, prises avant le départ, et une surveillance attentive, exercée pendant la marche.

La vérification des serrages demande les plus grands soins, parce qu'une articulation serrée à bloc, au repos, peut devenir, en marche, un véritable frein. Le fonctionnement normal produit, en effet une élévation de température, toujours un peu plus sensible sur les tourillons que sur les coussinets, parce que les pièces intérieures concentrent davantage la chaleur. Or il suffit d'une élévation de température de 25°, pour produire une dilatation d'un dixième de millimètre, sur un tourillon de $0^m,40$ de diamètre. Avec ce jeu d'un dixième, on est donc tangent aux dangers d'échauffement, dans les conditions de marche normale. D'autre part, un jeu initial de plusieurs dixièmes, qui ne peut manquer de s'accroître par le fonctionnement, suffit pour exposer à des chocs également à éviter. Le juste équilibre est donc délicat à saisir.

Nous aurons occasion de voir, en étudiant les glissières et les bielles au chapitre X, que les chocs ne peuvent rester inappréciables que

moyennant certaines conditions relatives à l'instant où les forces en jeu changent de direction à la fin de la course. Ces conditions ont souvent exigé des retouches dans la régulation des tiroirs, à la suite des premiers essais; sur quelques machines, on n'est pas parvenu à les réaliser d'une manière parfaite. Dans ce dernier cas, le meilleur mécanicien ne peut évidemment pas rendre silencieuse la marche de sa machine.

Les échauffements, au contraire, peuvent toujours être évités par le réglage des jeux, par une surveillance assurant la propreté parfaite de toutes les surfaces frottantes, et surtout par l'attention incessante apportée au graissage pendant la marche.

111. — *Graissage extérieur des machines.* — Le graissage des paliers, des glissières, de toutes les articulations, et en général de tous les organes fonctionnant à l'air libre, se fait à l'aide de godets qui renfer-

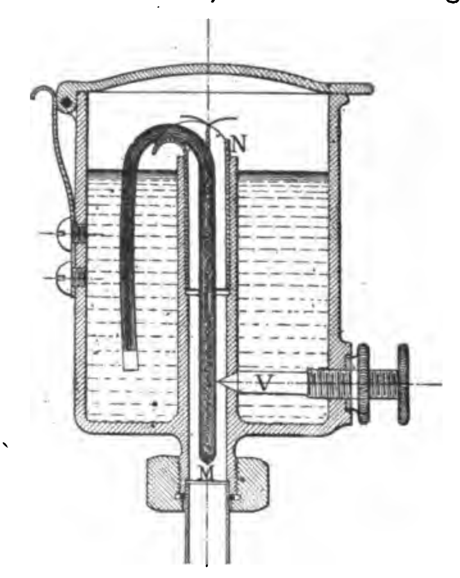


Fig. 185.

ment l'huile et l'envoient, par une lumière centrale, à la surface frottante qu'il s'agit de lubrifier.

La lumière M se prolonge par un téton N, à travers le godet, fig. 185, jusqu'un peu au-dessus du niveau de l'huile. Une mèche prend l'huile par capillarité, et la déverse dans la lumière, comme ferait un siphon, en quantité d'autant plus abondante que le niveau dans le godet est plus élevé.

Pour forcer le graissage, on versait autrefois de l'huile dans la lumière,

après avoir retiré la mèche. Une vis placée en V permet aujourd'hui de faire fonctionner le godet à la manière d'un cocatrix.

Pour interrompre toute dépense d'huile pendant les stoppages, il suffit d'enlever les mèches des godets.

Pour bien faire affluer l'huile sur la surface qui travaille le plus, il est bon de placer le godet, non pas sur le diamètre vertical d'un tourillon ou d'une portée, mais plutôt à 30° environ de là, en A, comme l'indique la fig. 186. On profite souvent du vide que laisse la coupe du

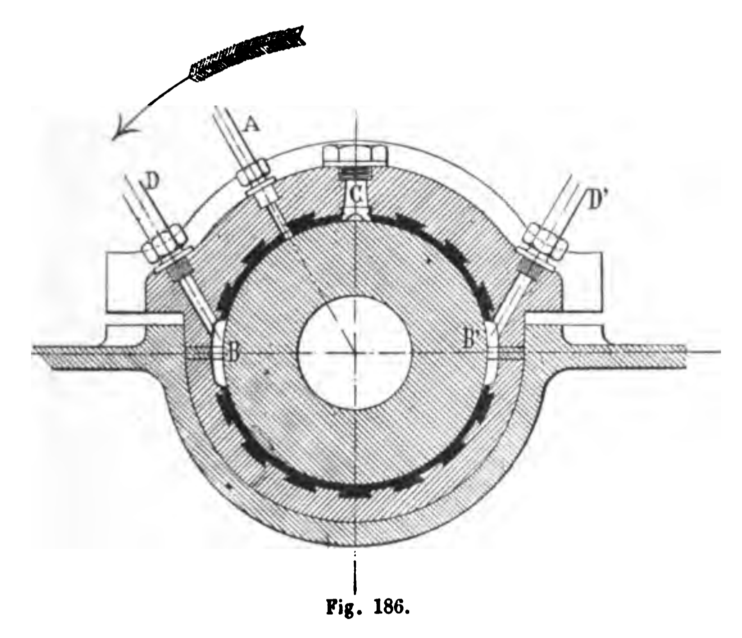


Fig. 186.

coussinet en B et B', pour établir en ces points l'arrivée d'eau d'arrosage D D'. Enfin une large lumière pratiquée en C, et fermée en temps ordinaire, est utile pour visiter la portée, forcer à l'occasion le graissage ou l'arrosage, et, de plus, donner une issue à l'émulsion savonneuse qui se forme abondamment par le mélange de l'huile et de l'eau pendant les échauffements. Toutes ces dispositions de détail ont été réunies sur la fig. 186.

Tous les paliers d'une certaine longueur reçoivent plusieurs godets graisseurs A, A. On en place un par anneau sur les paliers de butée, en B, B, B, fig. 187.

La fig. 187 représente un palier de butée complet, avec anneaux amovibles en fer à cheval. Sur la coupe, fig. 188, on voit que la partie basse du réservoir forme un réservoir d'huile dans lequel trempent les collets C de l'arbre, qui, en remontant, graissent eux-mêmes les anneaux.

Cette disposition rappelle celle des anneaux mobiles quelquefois employés à terre, pour les machines rapides.

L'emploi de la burette est incommode, et devient impossible au delà d'un certain nombre de tours, pour verser l'huile dans les godets de

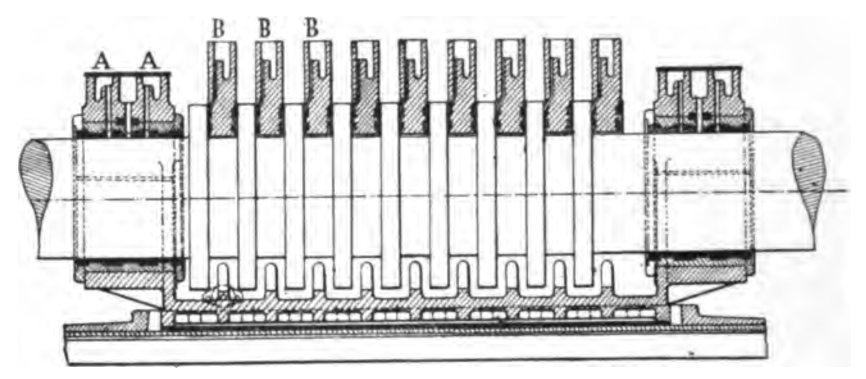


Fig. 187.

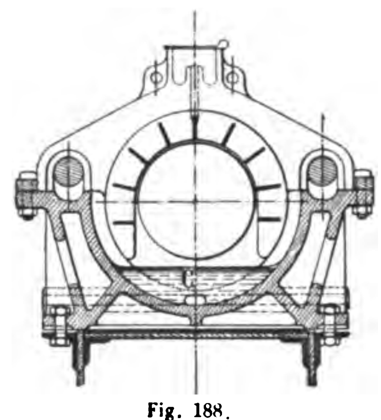


Fig. 188.

tête et de pied de bielle. On peut se servir alors d'un entonnoir oscillant autour d'un point fixe, réuni au godet par un tube à coulisse; mais ce dispositif a été abandonné pour le lécheur représenté fig. 189. L'huile, versée dans le godet fixe A, se répand sur la brosse D, d'où elle est enlevée par le lécheur L, lame fixée au godet de la bielle, qui vient frapper le pinceau D, une fois par tour pour la tête de bielle, et deux fois pour le pied.

La force centrifuge, qui contrarie et favorise alternativement la descente de l'huile dans la lumière de graissage de la tête de bielle, peut s'opposer au fonctionnement du lécheur; un calcul très simple le prouve, et l'expérience l'avait vérifié auparavant. Dans ce cas, on utilise la force centrifuge elle-même pour faire arriver l'huile excentriquement à l'intérieur de la soie de la manivelle, et, de là, à sa périphérie.

Le graisseur centrifuge, qui est en même temps, un graisseur très commode, se compose d'un réservoir en forme de demi-tore TT, embrassant complètement l'arbre à vilebrequins, et appliqué à l'extérieur de la manivelle comme on le voit sur la fig. 190 empruntée à M. Sennett ; un tuyautage de distribution d'huile, partant de l'extérieur du tore aboutit

à l'intérieur de la soie ; ce tuyautage se remplit d'huile à chaque tour pendant son passage à sa position inférieure. Le graissage centrifuge avait été déjà appliqué autrefois par Joessel aux boutons des tourteaux

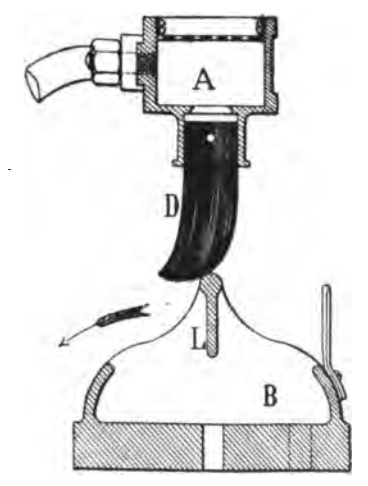


Fig. 189.

de ligne d'arbre, pièces qui travaillaient fortement, sur les navires en bois.

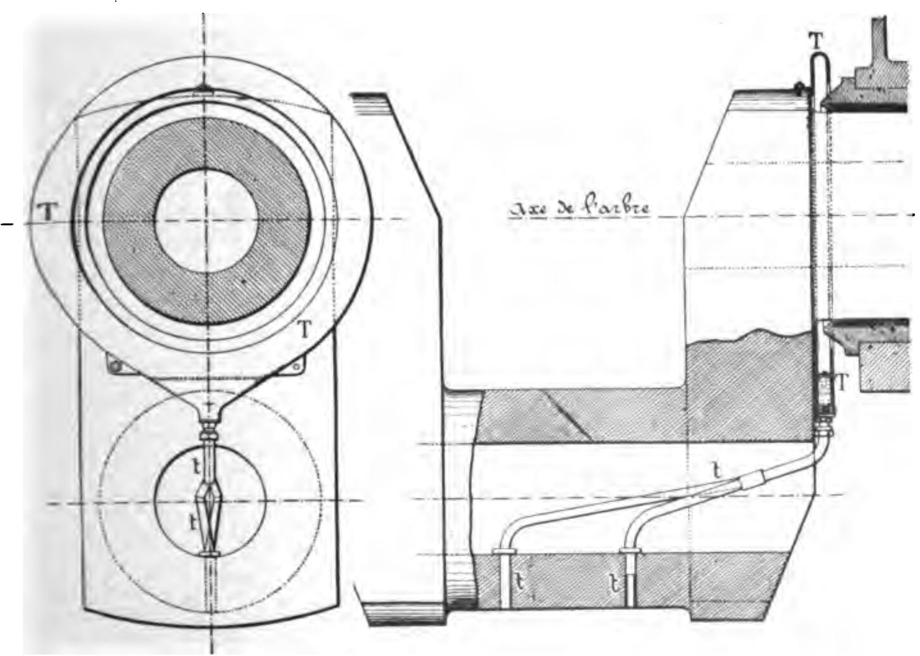


Fig. 190.

La conduite des machines se simplifie beaucoup par l'emploi du graissage automatique, en même temps qu'une économie d'huile notable est réalisée, par rapport à la dépense des burettes. Un réservoir unique, placé au-dessus de la machine reçoit toute l'huile nécessaire à une marche de plusieurs heures. De ce réservoir, part tout un réseau de petits tuyaux qui vont aboutir à tous les godets fixes, aux pinceaux des lécheurs, aux ajutages versant l'huile dans les tores des graisseurs centrifuges. Chaque tuyau porte un cocatrix, fig. 191, en un point de

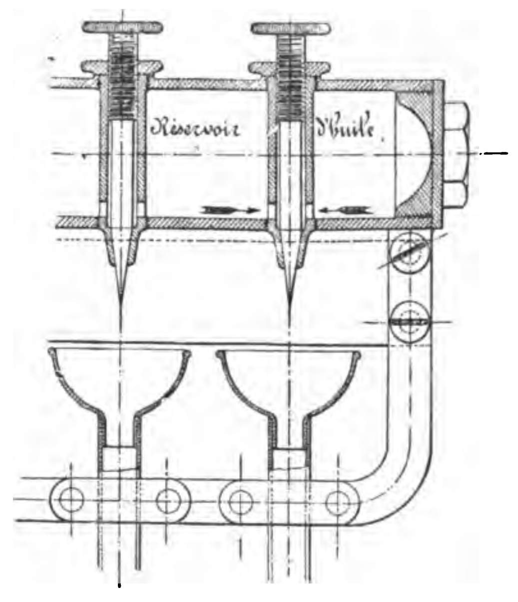


Fig. 191.

son parcours. Il ne reste qu'à régler une fois pour toutes le serrage de la vis de chaque cocatrix, de manière à proportionner le débit d'huile au travail de chaque pièce. En marche, on fait varier l'ouverture des cocatrix, à la demande des organes, lorsqu'un tiédissement se manifeste sur l'un d'eux.

Le tuyautage de graissage automatique, qui atteint une longueur se chiffrant par kilomètres, exige un entretien assez délicat. On le nettoie, en y faisant circuler la vapeur de temps à autre.

Pour les paliers d'arbres et les chaises d'hélices situés en dehors de la coque, la question du graissage se trouve résolue par l'emploi des garnitures en gaïac, auxquelles l'eau de mer sert de lubrifiant. On a soin d'abattre les angles de toutes les barrettes de gaïac, comme le représente la fig. 192, de manière à donner partout accès à l'eau, sur la surface frottante du palier.

L'huile d'olive, par ses qualités onctueuses, constitue toujours le meilleur des lubrifiants, pour le graissage extérieur des machines, et celui qui donne les moindres frottements. Elle a, de plus, la propriété de se saponifier, par son mélange avec l'eau sur les surfaces travaillantes, en donnant alors un graissage particulièrement efficace; on ne manque jamais de produire cette saponification, dès qu'il y a menace

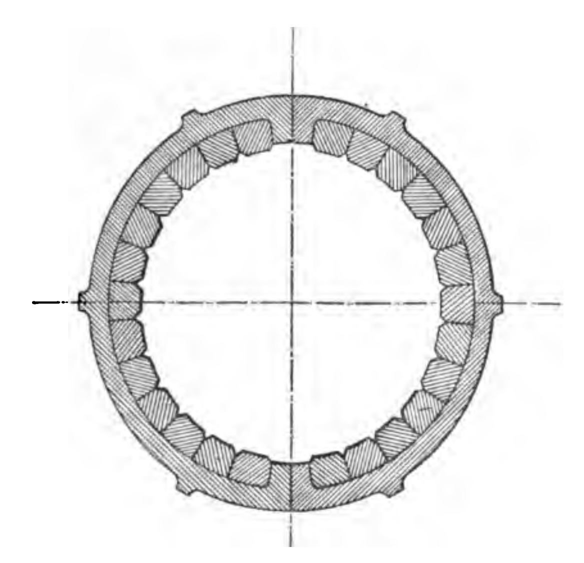


Fig. 192.

d'échauffement. L'huile d'olive a des inconvénients, au point de vue de la conservation ; elle s'altère dans les caisses, à bord et en magasin, et tend à devenir acide ; sur les portées des pièces, pendant les stoppages prolongés, elle peut, en s'acidifiant, attaquer légèrement les surfaces métalliques.

L'huile minérale est beaucoup plus stable que l'huile d'olive. Elle coûte surtout beaucoup moins cher. Aussi l'emploi de l'huile minérale tend-il à se répandre de plus en plus, pour le graissage extérieur des machines, après avoir été adopté exclusivement pour le graissage intérieur.

En mêlant l'huile d'olive à l'huile minérale dans la proportion de un à deux, on obtient une huile composite, qui conserve à un degré suffisant la propriété de se saponifier avec l'eau, sous l'action du travail des pièces frottantes, et dont on est très satisfait dans la Marine française.

112. — *Graissage intérieur.* — Pour le graissage intérieur des machines, cylindres et boites à tiroir, il importe, par-dessus tout, de limiter

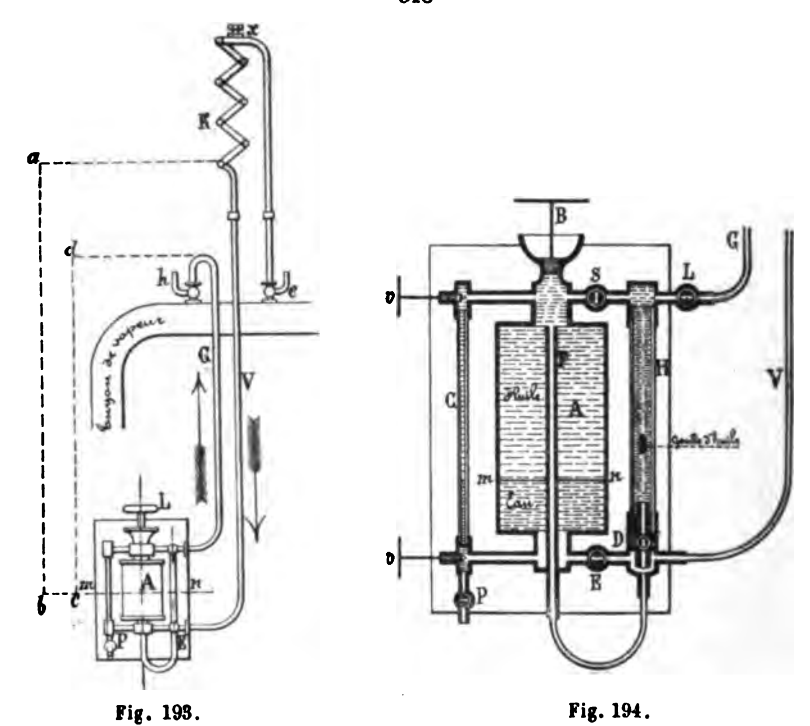


Fig. 193. Fig. 194.

A. Vase en bronze, contenant à sa partie inférieure l'eau sur laquelle surnage l'huile.
B. Bouchon à vis fermant hermétiquement le trou par lequel l'huile est introduite dans l'appareil.
C Tube de niveau gradué, indiquant la dépense.
D. Soupape donnant passage à l'eau condensée pour se rendre dans le tube H, fermé quand celui-ci est plein.
E. Soupape réglant le débit; chaque goutte d'eau introduite chasse une même quantité d'huile.
F. Tube par lequel s'écoule l'huile se rendant dans la vapeur; chaque goutte est visible à son passage dans le tube en cristal H.
G. Tuyau de conduite de l'huile au tuyau de vapeur.
H. Tube en cristal constamment plein d'eau par lequel passe la goutte d'huile.
K. Serpentin condensateur placé dans un endroit frais de la machine, à 1 mètre environ au-dessus du tuyau de vapeur, d'où l'eau provenant de la vapeur condensée tombe au fond du vase A par le tuyau V.
L. Soupape servant à interrompre le fonctionnement de l'appareil, lorsque la machine est arrêtée pendant un certain temps.
P. Robinet de purge.
S. Soupape qu'on ouvre en grand lorsque le compte-goutte ne fonctionne pas.
ab. Colonne d'eau dans le tuyau V, *ed* colonne d'huile dans le tuyau G, dont la différence de poids produit l'écoulement de l'huile
mn Plan de séparation de l'huile et de l'eau.
vv. Robinets du tube de niveau.

au plus strict minimum la dépense d'huile, que l'on regrette de ne pouvoir supprimer. La question d'économie est la moins importante de celles en jeu, car la consommation n'est guère que d'un quart de litre d'huile par tonne de charbon brûlé. Il importe surtout d'éviter la salissure des tubes de condenseurs, l'engorgement rapide des filtres, et enfin l'introduction de l'huile dans les chaudières, que l'emploi des filtres d'eau d'alimentation ne peut pas supprimer totalement.

La grande diminution du graissage intérieur, qui consommait autrefois plus d'un kilogramme de suif par tonne de charbon, a été rendue possible, surtout par l'adoption des machines verticales. Elle exige l'application d'un faible bandage aux bagues des pistons à vapeur et des tiroirs cylindriques; elle exige aussi une compensation très parfaite des tiroirs plans, toujours plus exposés au grippement que les tiroirs cylindriques.

Les appareils de graissage intérieur sont nécessairement automatiques, afin d'avoir un débit continu, régulier, échappant aux caprices des hommes de quart. Rien, du reste, ne peut faire connaître, en général, au mécanicien, le moment où il devient nécessaire d'introduire de l'huile à l'intérieur d'organes qui échappent à sa surveillance. Cette dernière considération avait déjà fait introduire le graissage automatique, avec les appareils Roscoë, au temps des condenseurs à injection et du graissage intérieur au suif.

Les appareils de graissage intérieur peuvent se diviser en deux séries, d'après le principe de leur fonctionnement.

Dans les uns, dont le graisseur Consolin, figures 193-194 empruntées à M. de Montchoisy, est le type, le débit d'huile est réglé par la condensation de vapeur, dans un petit serpentin K, de surface réfrigérante déterminée. L'eau condensée, en pénétrant dans le réservoir d'huile minérale, en chasse un égal volume d'huile, qui est envoyé dans le cylindre ou la boîte à tiroir desservie. Ces appareils ont été, pendant assez longtemps, presque exclusivement employés.

On se sert de préférence aujourd'hui d'appareils à piston, dont le graisseur Drevdal peut être regardé comme le modèle le plus usité, qui ont, sur les précédents, l'avantage de régler leur débit sur le nombre de tours de la machine. Ces appareils, comme leur nom l'indique, sont tous de petites pompes foulantes à huile. Leur piston est actionné par la machine elle-même. Le mode de conduite peut varier à l'infini; avec la disposition Drevdal, représentée figure 195, nous citerons celle des graisseurs Brin, etc. Une pompe unique, refoulant l'huile dans un réseau de conduits de sections convenables, suffit pour toute une machine.

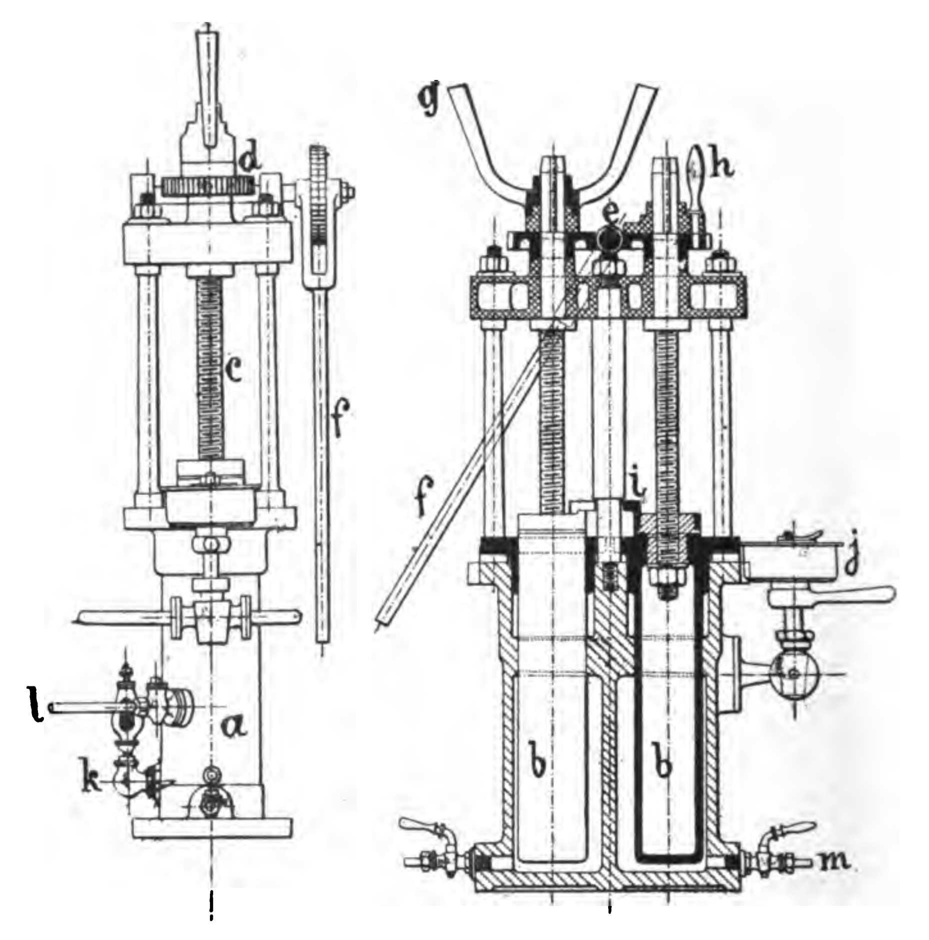


Fig. 195.

a Corps de graisseur à 2 pistons plongeurs.
b Pistons plongeurs.
c Tiges filetées actionnant les pistons.
d Roues striées.
e Vis sans fin avec cliquet de commande.
f Cliquet actionné par une barre d'excentrique.
g Clé à douille, servant à remonter les pistons rendus à fond de course.
h Manette pour donner le mouvement à bras.
i Taquet empêchant la rotation des pistons pendant leur descente.
j Entonnoir de remplissage.
k Soupapes de sûreté.
l Tuyau de refoulement muni d'un clapet de retenue.
m Robinet de vidange.

Lorsque le lubrifiant employé pour le graissage extérieur de la machine est de l'huile minérale pure, et qu'elle est assez fixe pour ne pas donner de vapeurs inflammables à 250°, on peut employer un appareil de distribution unique pour le graissage intérieur et le graissage extérieur. Un modèle de ce genre, dû à M. Barre, se compose d'une pompe à huile, actionnée par un petit moteur indépendant et envoyant l'huile dans deux réseaux de conduits, dont l'un sous pression pour le graissage intérieur; il fonctionne d'une manière satisfaisante sur le *Corse*, de la Compagnie transatlantique.

A titre de souvenir, nous pouvons rappeler le vieux graisseur à boule et à double robinet, fig. 196, dont le fonctionnement repose sur le simple principe du sas, et qui est encore employé pour le graissage intérieur des machines de très faible puissance.

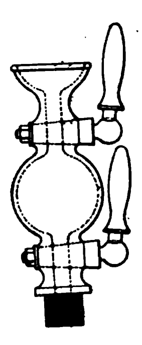


Fig. 196.

113. — *Pattes d'araignée distribuant l'huile sur les surfaces frottantes.* — La couche d'huile, interposée par le graissage entre les deux surfaces métalliques qui glissent l'une sur l'autre, est très mince; on l'estime à un centième, ou tout au plus, à deux ou trois centièmes de millimètre. Sous cette faible épaisseur, variable sans doute avec son degré de fluidité, l'huile résiste très bien, en vertu de la capillarité, à l'effet de la pression qui tend à la chasser de l'espace qu'elle occupe; on pourrait citer, en effet, des crapaudines dans lesquelles le graissage s'opère, bien que la pression par centimètre carré soit dix fois plus élevée que sur aucun organe des machines marines. Toutefois le transport de l'huile, produit par entraînement entre les surfaces, opéré sur un volume aussi réduit, ne peut se faire qu'à courte distance. Il faut donc que l'huile soit distribuée sur les surfaces frottantes en des points assez rapprochés les uns des autres. Cette distribution est faite par les pattes d'araignée.

Les pattes d'araignée opèrent de deux manières différentes. Tantôt ce sont de simples petits réservoirs locaux, ramassant eux-mêmes l'huile sur les parties des surfaces où ils en trouvent pour la garder en réserve et la déposer plus loin. Tantôt ce sont de véritables petits canaux de distribution, formant le prolongement des lumières alimentées par les godets graisseurs.

Le premier cas se rencontre nécessairement dans tout le graissage intérieur, puisqu'il n'existe pas de lumières amenant l'huile aux bagues des pistons ou aux glaces des tiroirs.

La figure 197 représente un modèle de pattes d'araignée pour bagues

de piston, comportant cinq cannelures parallèles qui forment réservoirs d'huile sur tout le contour de la bague. Cette disposition paraît préférable

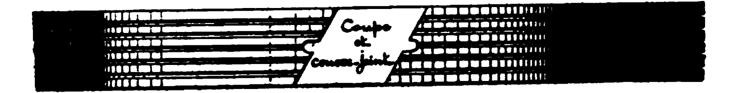


Fig. 197.

à l'emploi d'une simple cannelure ondulée, parce qu'elle peut aider à l'étanchéité du piston.

La figure 198 représente les pattes d'araignée de la glace d'un tiroir à doubles orifices. Il y a quatre cannelures transversales, p, p', p'', p''', pour le graissage des barrettes et deux cannelures ondulées, P, P', pour le graissage des portées latérales.

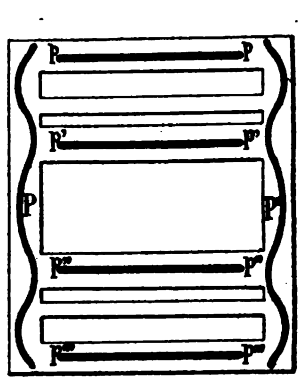




Fig. 198.

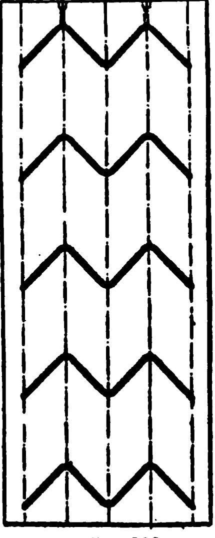


Fig. 199.

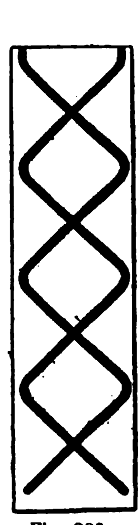


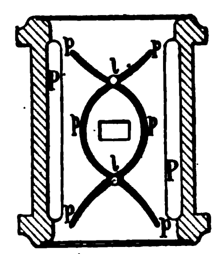
Fig. 200.

Dans le graissage extérieur, on trouve, pour les glissières, des exemples de pattes d'araignée formant de simples réservoirs d'huile, comme sur la figure 199; cette disposition est même assez répandue. On peut aussi, comme sur la figure 200, réunir entre elles les pattes d'araignée de la glissière et en faire un réseau de conduits graisseurs recevant l'huile par le haut et la distribuant du haut en bas de la glissière.

La communication directe des pattes d'araignée avec les canaux d'arrivée d'huile est à peu près générale pour le graissage extérieur. Elle se rencontre en particulier sur les coussinets des soies de bielles et de portées d'arbres.

Les figures 200 et 201 représentent des coupes montrant les deux moitiés du coussinet avec leurs pattes d'araignée différentes. Dans la

figure 200, il y a un réseau de pattes d'araignée *p p p* communiquant avec les lumières *l l*; les deux dégagements P, P, pratiqués à la coupe du coussinet, servent en même temps de réservoir d'huile, lorsqu'ils ne sont



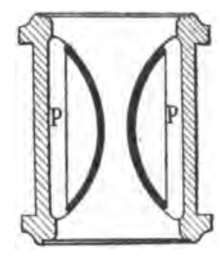


Fig. 201.

pas employés à la distribution de l'eau d'arrosage, figure 186. L'arrivée d'huile aux pattes d'araignée de la moitié inférieure du coussinet se fait par communication avec les dégagements de la coupe (fig. 201).

Les pattes d'araignée s'arrêtent toujours à une certaine distance du bord du coussinet.

On dispose quelquefois, à la sortie des pattes d'araignée, un canal d'évacuation de l'huile chargée de poussière métallique, dont on veut faciliter le renouvellement. Ainsi, sur les paliers de butée à anneaux fixes, on pratique en *a a* une lumière longitudinale réunissant la partie inférieure de tous les anneaux du palier, où s'amasse l'huile qui a tra-

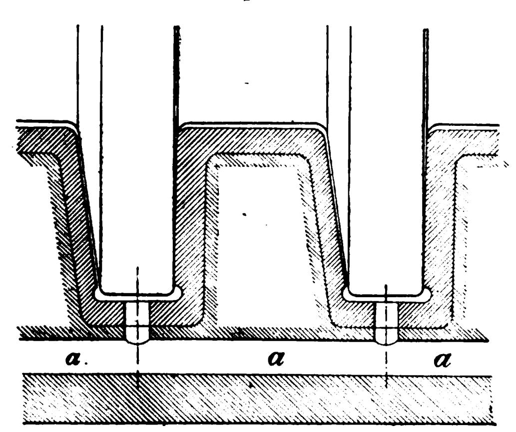


Fig. 202.

vaillé. Cette lumière est munie d'un bouchon de fermeture ; elle s'ouvre ou se ferme à volonté, pour ne pas exagérer la dépense d'huile.

114. — *Consommation de matières grasses. Etude des qualités lubrifiantes des huiles de graissage.* — Le graissage constitue une fraction importante du coût du fonctionnement des appareils moteurs, en main-

d'œuvre et surtout en matières. La dépense d'huile, en effet, n'est pas de moins d'un trois centième, en poids, de la dépense de charbon, ce qui établit entre les prix un rapport du dixième, lorsque le kilogramme d'huile coûte trente fois plus cher que le kilogramme de charbon; tel était le cas, en France, avec l'huile d'olive. Le prix de l'huile minérale est sensiblement moindre; mais, d'une part, on associe encore l'huile d'olive à l'huile minérale, ainsi que nous l'avons dit, et, d'autre part, on dépasse en général le rapport de un à trois cents, car on délivre aux mécaniciens de la flotte six à sept kilogrammes d'huile par tonne de charbon. Il importe donc d'éviter toute dépense d'huile qui n'est justifiée, ni par une diminution appréciable des résistances passives de la machine, ni par une diminution de l'usure ou des dangers d'avaries.

M. Thurston a essayé de déterminer mathématiquement le graissage le plus économique. Le principe de ses calculs mérite d'être exposé, comme une des bases du fonctionnement mécanique des machines.

Soit a le prix de revient du cheval effectif par jour de travail, tout compris, même l'amortissement de l'appareil; soit b le prix du kilogramme de matière grasse ; a et b sont deux constantes supposées connues.

Soit f le travail perdu par suite des frottements, qui varie en sens inverse de la dépense journalière p de matière grasse ; f et p sont deux variables, fonctions l'une de l'autre.

Les résistances passives, dans l'appareil considéré, font perdre journellement, en valeur pécuniaire, la quantité

$$Q = af + bp, \tag{1}$$

qu'il s'agit de réduire à son minimum.

La différentielle de Q, égalée à zéro, donne

$$adf + bdq = o$$

$$\frac{df}{dp} = \frac{b}{a} \tag{2}$$

Si donc on possède la courbe des valeurs de f en fonction de p, il suffit de lui mener une tangente de coefficient angulaire connu, pour déterminer le point correspondant au minimum de Q et, par suite, la valeur de p cherchée.

En pratique, on se contente de régler la dépense d'huile, de manière à assurer son renouvellement continu sur les surfaces frottantes, en évitant toute perte d'huile s'écoulant sans avoir servi.

Diverses machines à essayer les huiles ont été inventées et mises en service, pour comparer les qualités lubrifiantes des huiles de graissage. Les différences, qu'il s'agissait d'apprécier, n'ont jamais pu être

observées bien nettement, en présence des effets prépondérants de la pression, de la manière dont elle se trouve répartie, et des autres conditions des expériences. Nous citerons seulement les expériences de Joessel, n° 121, en raison des conclusions auxquelles elles ont abouti, pour les lois générales du frottement dans les machines.

115. — *Arrosage. Rafraîchissement par un courant d'eau. Précautions diverses contre les échauffements.* — Toute pièce frottante, comme nous l'avons dit au début de ce chapitre, s'échauffe légèrement en marche, l'élévation de température s'arrêtant lorsque la déperdition qui l'accompagne est égale à la production de chaleur due au frottement. Il règne ainsi un état d'équilibre que le moindre incident de marche suffit à rompre, et qu'on n'arrive pas toujours à rétablir en forçant le graissage ; dans ce cas, il faut recourir à l'arrosage à l'eau.

L'arrosage doit être dirigé judicieusement, de manière à refroidir l'arbre ou le tourillon, avant le coussinet qui l'entoure. En produisant la contraction du coussinet sur une portée dilatée par l'échauffement, on peut aller à l'encontre du but cherché, et donner un serrage excessif. Il arrive même que le refroidissement brusque du dos d'un coussinet, y produit une tension qui dépasse la limite d'élasticité ; le coussinet, ainsi allongé sur le dos d'une manière permanente, tend désormais à se fermer. Tel est le motif pour lequel, à la suite d'un violent échauffement, les paliers gardent quelquefois une tendance à toujours tiédir.

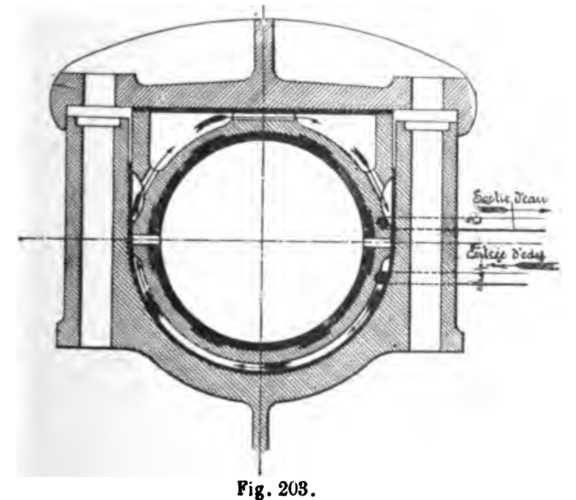


Fig. 203.

De plus, l'arrosage doit toujours être assez modéré pour ne pas produire la trempe, et surtout, quand il s'agit d'une tige de piston, pour ne pas produire de déformations permanentes. Les tuyaux d'arrosage

doivent donc être percés de trous de manière à donner une pluie fine, que l'on dirige de préférence sur la pièce intérieure, arbre ou manivelle, dans le voisinage de l'articulation.

Une disposition excellente, lorsqu'elle est applicable, consiste à établir un canal de circulation d'eau à l'intérieur des portées ou des manivelles. L'établissement d'une circulation d'eau sur le dos des coussinets, fig. 203, bien qu'il puisse être regardé comme un moyen préventif énergique contre les échauffements, devient au contraire dangereux lorsque l'échauffement s'est produit. Sur le dos des glissières, fig. 204, un courant d'eau *aa* est efficace, à la fois pour prévenir les échauffements et pour les faire cesser.

En général, dès qu'une pièce tiédit, on commence par l'arroser extérieurement avec les précautions indiquées plus haut, et, en même temps, on fait arriver sur la portée elle-même une petite quantité d'eau pour produire la saponification de l'huile. Quand l'échauffement persiste et augmente, on peut être obligé de diminuer de vitesse, ou même de stopper pour desserrer la pièce.

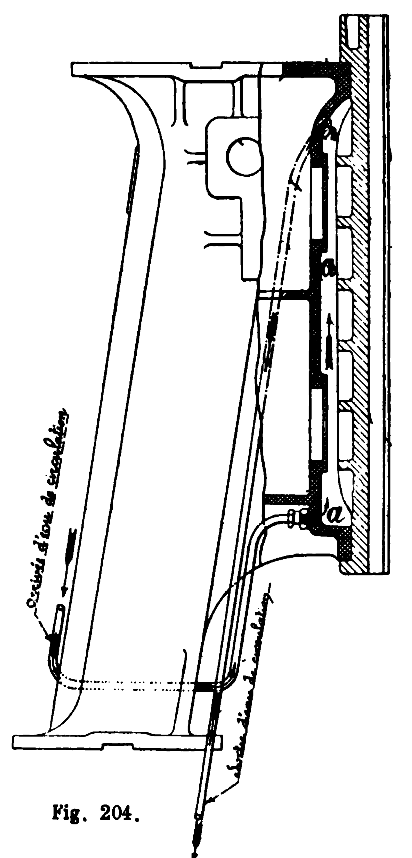


Fig. 204.

Toute pièce qui a chauffé doit être visitée et nettoyée à la première occasion. La cause de l'échauffement doit être soigneusement recherchée. Quand il n'y a eu ni excès de serrage, ni défaut de graissage, cette cause consiste souvent dans la présence d'un corps étranger. Les poussières de coton siliceux sont dangereuses ; aussi cette substance doit elle être proscrite des machines.

Il importe d'arrèter tout arrosage et tout envoi d'eau de saponification sur les portées, longtemps avant l'arrêt définitif d'une machine, sous peine de dangers d'oxydation.

Les échauffements sont souvent l'indice d'un commencement de déréglage dans les lignes d'axe, résultant de l'usure. Ils méritent alors la plus sérieuse attention du mécanicien, puisqu'ils révèlent le danger d'avaries beaucoup plus graves.

§ 2. — Calcul des surfaces frottantes. Coefficient d'usure.

116.— *Choix du métal pour les surfaces frottantes.* —Les métaux durs, quand leur structure n'est pas parfaitement homogène et compacte, doivent être absolument écartés de toutes les combinaisons. Ainsi l'emploi de l'acier moulé ne paraît pouvoir, d'ici longtemps, être toléré pour aucune surface frottante, même pour une roue striée engrenant avec une vis en acier forgé. Les fontes dures et tenaces, au contraire, sont susceptibles d'un beau poli et donnent de bons frottements.

Comme règle générale, il faut toujours faire frotter l'un sur l'autre deux métaux de nature différente, dont l'un use l'autre et n'est que peu ou pas usé par lui. Ainsi les frottements de bronze sur bronze, fer sur fer, acier forgé sur acier forgé, seraient très mauvais. A la rigueur, on pourrait peut-être faire frotter le fer doux sur l'acier dur, mais on n'en a pas l'occasion. On obtient de bons portages de fonte sur fonte, à cause des qualités très différentes que peut présenter le métal; c'est un frottement très souvent adopté pour les cylindres et les tiroirs.

Le frottement du bronze sur le fer et l'acier a été longtemps d'un emploi presque exclusif, et se rencontre encore assez fréquemment dans les machines. La composition généralement adoptée pour le bronze des coussinets est la suivante :

Cuivre.	84	} 100
Etain	16	
Zinc . . . . éventuellement.	2	

Les coussinets en bronze prennent un beau poli, et s'usent très peu, dans une marche régulière. En cas d'échauffement, il se produit des arrachements de bronze, s'encastrant dans le fer du tourillon, qui exigent une réparation très sérieuse des deux pièces.

On emploie de préférence aujourd'hui, pour frotter sur le fer et l'acier, des alliages beaucoup plus mous que le bronze, dont il existe deux séries principales, une où l'étain domine, l'autre où le zinc tient la plus grande place.

Les alliages à base d'étain, les plus anciennement employés, portent le nom générique de métal antifriction. Il existe des formules de composition assez différentes, et des variétés nombreuses de métal antifriction, que M. Charpy a récemment soumises à une étude comparative très approfondie, au point de vue de l'usure et du frottement. Dans les machines marines, on a l'habitude de forcer la proportion d'étain;

M. Charpy fait une part plus grande à l'antimoine, comme le montre le tableau suivant :

	Marine de guerre	Chemins de fer	recommandé par M. Charpy
Etain	88,88	83,34	83,00
Antimoine	7,40	11,11	11,50
Cuivre	3,72	5,55	5,50
	100,00	100,00	100,00

La grande fusibilité de l'antifriction rend son emploi très commode, à bord, pour recharger sur place les paliers de butée à anneaux fixes.

L'antifriction se rencontre sur les patins de glissière, sur les paliers, et sur les bielles, surtout les têtes de bielles. Il est parfois appliqué sur les bagues des pistons et des tiroirs, et même sur les barrettes des tiroirs plans ; pour les bagues, on lui préfère cependant aujourd'hui le métal blanc, spécialement le bronze Perkins à 15 % d'étain et 80 % de cuivre. Son emploi est à peu près général sur les paliers de butée.

Le nom de métal blanc désigne une série d'alliages à base de zinc, un peu plus durs que l'antifriction, convenant bien pour les paliers et pour les pieds de bielle, assez faciles à couler, et d'une composition très variée. Voici quelques-unes des formules les plus connues.

	Bronze Bugnot	Bronze blanc	Métal Fenton
Zinc	83,3	76,1	80
Etain	7,6	17,5	14,5
Cuivre	2,3	5,6	5,5
Plomb	3,0	0,8	
Antimoine	3,8		
	100,0	100,0	100,0

Le métal Parsons constitue un intermédiaire entre les antifrictions et les métaux blancs, se rapprochant plutôt des premières. Sa composition est :

Etain	68
Zinc	30,5
Cuivre	1
Plomb	0,5
	100,0

On fait aussi quelques applications d'alliages à base de plomb, connus dans le commerce sous les noms de métal Magnolia, métal Montefiore etc.

Enfin, au nombre des corps frottants, il ne faut pas oublier le bois de gaïac, si précieux pour garnir les portées immergées, parce que l'eau lui suffit comme lubrifiant. On fait frotter, sur le gaïac, une chemise en bronze rapportée sur l'arbre.

117. — *Coefficient d'usure.* — La détermination des surfaces de portage s'est faite, pendant longtemps, sur la seule considération de la charge Π par centimètre carré de surface frottante, dont la limite était fixée par l'usage, pour chaque sorte d'organes des machines. La limite de la vitesse relative des pièces V a, de plus, été de tout temps implicitement fixée par celle de la vitesse des pistons. On ne cherchait pas à établir de relation entre la charge Π et la vitesse V, pour les organes semblables de machines différentes.

La proportionnalité établie entre la pression totale P et la surface de portage S, lorsque Π est constant, établit une uniformité désirable dans la manière dont s'opère le graissage. Cette proportionnalité mérite donc d'être conservée.

En considérant que le travail résistant dû au frottement et, par suite, l'usure probable des pièces, sont proportionnels à la vitesse V, on a été conduit, en vue de rendre l'usure uniforme, à rendre la surface S proportionnelle à la vitesse V.

L'application de ces deux règles combinées conduit, pour la détermination de S, à la formule

$$S = \frac{1}{Q} PV, \tag{1}$$

Q étant une constante qui a reçu le nom de *coefficient d'usure*.

La formule usuelle (1) s'écrit généralement sous les formes (1 *bis*), (1 *ter*), qui donnent l'expression du coefficient d'usure,

$$\frac{PV}{S} = Q, \tag{1 bis}$$

$$\Pi V = Q. \tag{1 ter}$$

Il est à remarquer que, si le travail résistant T_r dû au frottement était, comme on l'a cru longtemps, proportionnel à P V, selon la loi de Coulomb,

$$T_r = fPV, \tag{2}$$

la surface S, déterminée par la formule (1), donnerait une section d'écoulement de la chaleur proportionnelle à la quantité de chaleur

produite. L'élévation de température des pièces frottantes en cours de marche serait ainsi constante. Nous verrons, n° 120, que la formule (2) n'est pas applicable aux frottements dans les machines.

La détermination de la surface S à l'aide de son expression (1) est entrée dans la pratique des ateliers. Les règles usuelles adoptées pour calculer facilement les trois quantités P, S, V, et avoir ainsi des valeurs de Q comparables d'une machine à l'autre, sinon d'un organe à l'autre, sont les suivantes :

1° *Charge totale* P.

La valeur de P se déduit de la pression maximum de la vapeur dans le cylindre relevée sur le diagramme, sans tenir aucun compte, ni du poids des pièces mobiles, ni des forces d'inertie.

La pression totale P est supposée appliquée, sans correction, sur chacune des deux articulations de la bielle, et répartie sur les deux portées du vilebrequin adjacentes à la manivelle considérée.

Pour la glissière, on multiplie P par le rapport du rayon de la manivelle à la longueur de la bielle, ce qui revient à considérer uniquement la charge à l'instant où l'inclinaison de la bielle est maximum, en supposant que le maximum de la pression dans le cylindre se produit au même instant.

Pour le palier de butée, on évalue la charge totale, en partant de l'égalité entre le produit de la poussée R par la vitesse du navire en mètres U_m et le travail utile développé,

$$RU_m = uu_t F,$$

ou, approximativement,

$$RU_m = \frac{2}{3}F, \tag{3}$$

F étant la puissance de la machine exprimée en kilogrammètres.

En exprimant la vitesse en nœuds, et la puissance F en chevaux, ce qui conduit à multiplier, dans la formule (3), la vitesse par 0,514 et la puissance par 75, cette formule devient,

$$RU_n = 97,2F; \tag{3 bis}$$

en remplaçant, pour simplifier, la constante 97,2 par 100, on a, pour la valeur de P en kilogrammes,

$$P = R = 100\frac{F}{U_n}, \tag{4}$$

F étant la puissance indiquée, et U_n la vitesse en nœuds.

Le palier de butée est ainsi le seul organe, pour lequel P représente à peu près la charge totale réelle.

Sur les chaises d'hélice, on suppose appliqués, d'un côté, le poids de l'hélice, et, de l'autre, celui de la moitié de l'arbre à partir du palier voisin.

2° *Surface* S.

La surface S est celle du patin, pour la glissière.

Pour les tourillons et portées d'arbres, on prend la projection de la surface frottante, c'est-à-dire le produit dl du diamètre de la portée d par sa longueur l. A chaque cylindre, on attribue la moitié de la surface dl des deux paliers entre lesquels sa manivelle est comprise, en faisant subir la même réduction de moitié aux deux paliers extrêmes du vilebrequin.

3° *Vitesse* V.

On attribue au patin sa vitesse maximum, égale à la vitesse circonférentielle de la manivelle,

$$\frac{\pi CN}{60},$$

qui est, en effet, la vitesse approximative au moment du maximum d'obliquité de la bielle.

Pour les soies de bielles et les portées d'arbres, on prend la vitesse circonférentielle,

$$\frac{\pi dN}{60}.$$

Cette vitesse n'est pas applicable au pied de bielle; mais le coefficient d'usure du pied de bielle se calcule rarement.

118. — *Valeurs numériques du coefficient d'usure, pour diverses classes de machines.* — Le coefficient d'usure Q, tel qu'il vient d'être défini, étant une donnée essentiellement empirique, le seul moyen de l'étudier est de réunir une grande quantité de données numériques, et de les classer en groupant ensemble les machines qui présentent des conditions de fonctionnement analogues.

Le tableau XIX comprend vingt machines de bâtiments de commerce et vingt machines de bâtiments de guerre. Pour les bâtiments de commerce, on a fait, entre les cargos et les paquebots à voyageurs, une distinction tout indiquée par la nature du service, dont on pouvait supposer trouver la trace dans les coefficients de la machine. Pour les navires de guerre, on a seulement séparé les torpilleurs, qui diffèrent profondément de tous les autres bâtiments, aussi bien par les conditions de fonctionnement de leur moteur que par leur destination militaire.

TABLEAU XIX

1° Coefficients d'usure des bielles et des paliers de vilebrequins

Noms des bâtiments	Puissance F	Têtes de bielle			Paliers de vilebrequin		
		II	V	Q	II	V	Q
CARGOS	chev.	kil.	mètres		kil.	mètres	
Amiral-Aube	2100	24,72	1,45	35,8	12,61	1,41	17,8
Amiral-Courbet	2000	21,02	1,51	31,7	20,35	1,46	29,8
Entre-Rios	1880	24,46	1,22	29,8	12,51	1,18	14,8
Corsica.	1670	22 41	1,28	28,7	11,43	1,24	14,2
Canarias	1470	20,77	1,22	25,4	10,27	1,18	12,2
Lion	1200	18,98	0,96	18,2	18,87	0,96	18,1
Tabor	899	30,68	0,90	27,6	28,15	0,90	20,9
Moyennes.	»	23,29	1,22	28,2	15,59	1,19	18,2
PAQUEBOTS							
Touraine	12066	21,78	2,00	43,6	8,35	1,99	16,6
Bretagne	9390	15,68	2,16	33,9	6,18	2,20	13,6
Gascogne	9249	10,78	1,90	20,4	4,14	1,90	7,9
Normandie	6897	20,59	1,92	39,5	8,20	1,83	14,9
Navarre	6794	17,82	1,94	34,6	7,55	1,88	14,2
Laos	4400	18,00	2,18	39,2	7,69	2,15	16,5
France.	3400	21,80	1,57	34,3	8,92	1,57	14,0
Dupleix	2700	18,80	1,77	33,3	8,28	1,77	14,6
Cyrnos.	1877	25,20	1,49	37,6	18,16	1,49	27,0
Ville-de-Maranhao . . .	1470	20,77	1,22	25,3	10,27	1,18	12,2
Kaiser-Wilhelm-der-Grosse.	29000	23,76	2,45	58,2	»	»	»
Normannia	14800	17,67	2,40	42,4	8,53	2,35	20,0
Sprée	12300	23,21	2,28	52,9	9,91	2,20	21,8
Moyennes.	»	19,68	1,94	38,1	8,83	1,88	16,1
BATIMENTS DE GUERRE (essayés)							
Carnot.	16344	22,89	2,50	57,2	12,59	2,50	31,4
Charles-Martel	14997	32,14	2,17	69,8	12,74	2,12	27,0
Brennus	13950	22,68	2,17	49,2	12,06	2,17	26,1
Masséna	13629	27,75	2,29	63,5	14,84	2,29	34,0
Cassard	10041	23,17	2,36	54,6	12,87	2,36	30,3
Bugeaud	9913	26,67	1,86	49,6	12,23	1,82	22,3
Friant.	9624	26,67	1,74	46,5	12,23	1,72	21,1
Du Chayla	9571	22,22	2,65	66,7	14,63	2,54	37,2
Jean-Bart.	7841	22,40	2,16	48,6	10,95	2,16	23,6
Lavoisier	7433	28,76	2,46	70,8	16,00	2,46	39,4
Galilée.	7048	28,56	2.33	66,6	15,89	2,33	37,0
Cassini.	5612	24,59	3,11	76,5	11,48	3,11	35,7
D'Iberville.	5225	27,41	3,13	85,9	11,24	3,13	35,2
(En construction)							
Jeanne-d'Arc.	28500	17,42	3,08	53,6	9,47	3,08	29.2
Montcalm	19600	20,39	2,68	54,8	9,87	2,68	26,5
Jurien-de-la-Gravière . .	17400	19,00	2,95	56,0	15,00	2,93	44,0
Henri IV	11500	27,50	2,04	56,0	18,00	2,00	36,0
Moyennes.	»	24,72	2,45	60,3	12,47	2,43	31,5
TORPILLEURS							
Durandal	5600	22,68	2,92	66,3	13,61	2,92	39,8
Forban.	4000	23,10	2,92	67,4	13,63	2,92	39,8
Chevalier	3000	25,08	2,78	69,7	12,54	2,78	34,9
Moyennes	»	23,62	2,87	67,8	13,26	2,87	38,2

TABLEAU XIX

2° Coefficients d'usure des patins et des paliers de butée.

Noms des bâtiments	Patins de glissière			Paliers de butée.					
	Π	V	Q	Anneaux fixes	Anneaux mobiles	U_n	Π	V	Q
CARGOS	kil.	mètres				n	kil.	mètres	
Amiral-Aube .	2,86	2,87	8,2		7	12,60	2,85	1,79	5,1
Amiral-Courbet.	2,65	4,60	12,2			12,00	3,22	1,37	4,4
Entre-Rios . .	3,14	2,72	8,5		9	12,37	2,54	1,52	3,9
Corsica . . .	3,10	2,65	8,2		7	12,3	1,90	1,50	2,8
Canarias. . . .	2,68	2,52	6,8		7	11,5	1,79	1,42	2,5
Lion	2,64	3,83	10,1		»	10,0	3,07	1,18	3,6
Tabor	3,40	3,30	11,2		»	9,6	2,76	1,12	3,1
Moyennes. . .	2,92	3,21	9,3			11,5	2,59	1,41	3,6
PAQUEBOTS									
Touraine. . . .	2,76	3,85	11,6		9	19,5	1,51	2,52	3,8
Bretagne . . .	2,51	4,10	10,3		11	18,7	1,62	2,20	3,6
Gascogne . . .	1,40	3,58	5,0		11	18,8	1,54	2,28	3,5
Normandie . .	3,68	3,28	12,1		10	16,7	1,52	2,13	3,2
Navarre	1,93	4,05	7,8		8	17,8	1,43	2,38	3,4
Laos	1,76	3,96	7,0		12	17,2	1,76	2,80	4,9
France	2,14	3,29	7,1		8	14,9	3,09	1,96	6,1
Dupleix . . .	1,94	3,63	7,0		8	15	2,60	2,30	6,6
Cyrnos	3,96	5,21	20,6		»	14,5	3,40	1,70	5,7
Ville-de-Maranhao	2,68	2,52	6,8		7	11,5	1,79	1,42	2,6
Kaiser-Wilhem-d. G.	2,42	4,50	10,9		»	»	»	»	»
Normannia . .	2,16	4,83	10,5		»	»	»	»	»
Sprée.	2,19	4,25	9,3		»	»	»	»	»
Moyennes . .	2,43	3,93	9,69			16,5	2,03	2,17	4,3
BATIMENTS DE GUERRE (essayés).									
Carnot	3,59	6,11	22,0		16	17,9	3,49	2,89	10,1
Charles-Martel. .	3,94	5,56	21,9	15		18,1	3,74	2,37	8,9
Brennus	4,42	5,30	23,4		16	17,1	3,28	2,83	9,3
Masséna. .	3,90	5,50	21,5	15		17,1	5,28	2,61	13,8
Cassard	2,94	5,55	16,3		11	19,8	3,52	3,00	10,6
Bugeaud	3,54	5,61	19,8	14		19	2,07	2,91	6,0
Friant	3,54	5,30	18,7	14		18,9	2,02	2,75	5,6
Du Chayla . . .	3,72	8,76	32,6		14	19,9	2,43	3,06	7,5
Jean-Bart . . .	3,14	5,50	17,2		14	18,4	3,31	2,38	7,8
Lavoisier. . .	4,61	5,46	25,2		12	21,6	4,99	1,74	8,8
Galilée	4,58	5,18	23,7		12	19,8	5,16	1,65	8,5
Cassini	3,25	7,07	23,0	16		21,2	2,95	3,61	10,7
D'Iberville . . .	2,80	7,41	20,7	16		21,4	2,87	3,84	10,3
(En construction)									
Jeanne-d'Arc . .	3,03	6,60	20,0		16	23,0	3,78	3,70	13,9
Montcalm . . .	2,55	6,01	15,3		12	21,0	2,41	3,52	6,1
Jurien-de-la-Grav..	3,20	6,56	21,0		15	23,0	3,34	3,72	12,4
Henri IV . .	4,30	4,65	20,0		»	»	»	»	»
Moyennes. . .	3,58	6,01	21,3			19,8	3,41	2,91	9,4
TORPILLEURS									
Durandal . . .	5,20	9,32	48,5		10	26,0	6,73	3,12	21,0
Forban	4,99	8,72	44,5		10	30,5	5,85	3,05	17,9
Chevalier . . .	4,45	7,67	34,2		10	26,7	5,72	2,89	16,5
Moyennes. . .	4,88	8,57	42,4			27,7	6,10	3,02	18,5

Nous complétons ce tableau, par quelques chiffres relatifs aux chaises en gaïac, pour lesquelles les distinctions entre paquebots et navires de guerre ne se trouvent plus vérifiées, tandis que les torpilleurs présentent les coefficients d'usure les plus faibles.

TABLEAU XIX

3° Coefficient d'usure des chaises en gaïac.

Noms des bâtiments	F	H	V	Q
Touraine	12066^{ch}	4^{k},80	1^{m},85	8,9
Navarre	6794	3 10	1 80	5,6
Jeanne-d'Arc	28500	2 54	3 44	8,8
Carnot	16344	2 72	2 66	7,3
Jurien-de-la-Gravière	17400	1 76	3 49	7,3
Cassard	10041	1 61	2 79	4,5
Du Chayla	9571	1 99	3 02	6,0
Galilée	7048	1 77	2 90	5,1
Durandal	5600	0 65	3 54	2,3
Cyclone	4200	1 03	3 52	3,6
Moyennes	»	2 20	2 90	5,9

De l'ensemble de ces tableaux, il ressort que la distinction entre les cargos et les paquebots n'est pas justifiée; pour tous les navires de commerce, les surfaces frottantes se déterminent d'après les mêmes règles ; nous remarquerons seulement que les paquebots allemands ont des coefficients un peu plus forts.

En se limitant, par suite, à trois classes de bâtiments, le tableau XIX se résume, pour les principales pièces frottantes considérées, de la manière suivante :

TABLEAU XIX *bis*

Coefficients moyens d'usure Q.

	Têtes de bielle	Paliers de vilebrequin	Butées	Patins de glissière
Bâtiments de commerce	34,6	16,8	4,0	9,5
Bâtiments de guerre	60,3	31,5	9,4	21,3
Torpilleurs	67,8	38,2	18,5	42,4

Ces nombres sont suffisamment clairs par eux-mêmes, et dispensent de tout commentaire.

119. — *Conclusions au sujet du coefficient d'usure.* — Lorsqu'au lieu de s'en tenir aux moyennes, on considère, dans le tableau XIX, les valeurs par navire du coefficient d'usure Q, on trouve, dans une même classe de bâtiments, des changements de valeurs individuels plus importants que les changements d'une classe à l'autre. Or rien, en général, dans le fonctionnement journalier des machines, ne montre qu'il y ait eu des conséquences pratiques, immédiatement appréciables, attachées à ces variations de Q. Le coefficient d'usure ne peut donc pas être regardé comme représentant, avec précision, les mesures prises par le constructeur en vue de faciliter la marche régulière de l'appareil, et, par exemple, comme formant une sorte d'assurance contre les échauffements.

L'étude des lois du frottement au n° 120 expliquera qu'il en soit ainsi. En effet, pour augmenter Q, on ne diminue ni P, ni V, qui sont commandés par d'autres conditions ; tout ce qu'il est possible de faire, c'est d'augmenter S ; or, ainsi que nous le verrons, en augmentant S, si P et V restent les mêmes, on augmente la résistance passive Φ et son travail T_r, dans le rapport $S^{0,4}$. Ainsi, en réalité, quand on augmente S, on diminue bien la charge Π par centimètre carré proportionnellement à l'augmentation de S; mais on diminue le travail résis tant par centimètre carré, dans un rapport représenté par $S^{0,6}$ seulement.

Il est possible que, lorsque la charge Π diminue, la manière dont l'effet du travail résistant se répartit en production de chaleur et en usure de pièces soit modifiée. Si la proportion de la chaleur produite, par rapport au travail moléculaire développé, devient plus forte, il en résulte que la production de chaleur par centimètre carré peut se trouver presque indépendante de S, tandis que l'usure serait inversement proportionnelle à S. Une loi de ce genre expliquerait pourquoi le danger des échauffements n'augmente pas beaucoup quand S diminue, pourvu que Π ne s'élève pas au-dessus de certaines limites ; de plus, elle justifierait complètement le nom de coefficient d'usure donné au produit Π V par les constructeurs. C'est bien en vue de ralentir l'usure des pièces, que l'on tend à donner à S des valeurs de plus en plus grandes, à mesure que les vitesses V vont en augmentant, les pressions P restant à peu près les mêmes. A ce point de vue, les résultats de la pratique semblent d'accord avec les prévisions.

120. — *Usure des principaux organes de la machine. Ses conséquences.* — L'usure des pièces frottantes produit des effets qui sont inégalement pernicieux selon l'organe considéré, et que l'on cherche à diminuer par des procédés différents d'une pièce à l'autre.

Pour les organes glissants en général, pistons, tiroirs, patins de glissière, l'usure sur la pièce fixe, cylindre ou glissière, s'arrête en des points presque fixes; elle produit donc, à l'extrémité de course, des petits ressauts brusques, des *ressettes* en langage de mécanicien, contre lesquels la pièce mobile vient se heurter, pour peu que la hauteur de sa position moyenne se modifie. Il faut donc que l'usure se produise de préférence sur la pièce mobile, d'ailleurs plus facile à réparer que la pièce fixe. Par suite, ce sont toujours les bagues, les barrettes des tiroirs, les patins, qui se garnissent en métal blanc; les cylindres et glissières sont au contraire en fonte dure sur leur face travaillante.

L'usure de la glissière et du patin produit, dans les machines verticales surtout, où les cylindres frottent également dans tout leur pourtour, un déréglage de la ligne droite, avec laquelle l'axe de la tige de piston doit coïncider dans toutes ses positions.

Dans les presse-étoupes des cylindres, l'usure doit porter, non sur la tige de piston, mais sur les bagues du presse-étoupes lorsqu'elles sont métalliques. L'usure des presse-étoupes disparaît par le serrage, et ne dérègle en rien l'axe des tiges. Il n'y a pas à s'en féliciter d'ailleurs, car il faut que le presse-étoupes présente un jeu convenable, dès que la glissière est usée, afin de n'imposer à la tige aucune flexion dangereuse.

Sur les pièces tournantes, à l'inverse des pièces glissantes, l'usure doit se faire sur le support fixe et non sur la portée de l'arbre ou sur le tourillon, d'une part, pour éviter la formation de ressettes, de l'autre, pour rendre les réparations faciles. Aussi les coussinets sont-ils, en général, garnis en métal blanc, tandis que les portées d'arbres et les soies présentent l'acier comme surface frottante.

L'usure des paliers du vilebrequin, en se produisant inégalement sur les différents paliers, engendre un effet très funeste au montage de la machine. L'usure des paliers de ligne d'arbres, surtout celui des chaises en gaïac, est plus pernicieux encore, lorsqu'il se produit inégalement sur des paliers voisins les uns des autres. C'est à des usures anormales de paliers que la rupture de certains arbres a été attribuée, avec une grande apparence de vérité.

L'usure des coussinets de bielle, côté corps, suivie du serrage des chapeaux, a l'effet tout particulier de diminuer la longueur de la bielle et de faire descendre d'autant la position moyenne des pistons. L'usure des paliers de l'arbre à vilebrequins ajoute son effet au précédent. Aussi convient-il de laisser entre les pistons et les fonds de cylindre, un jeu initial plus grand du côté A que du côté *a*.

§. 3. — Résistances passives, dans le fonctionnement des machines.

121. — *Lois du frottement entre surfaces polies et graissées.* — L'ancienne loi de Coulomb, vérifiée plus tard par le général Morin, d'après laquelle le frottement Φ est simplement proportionnel à la pression totale P exercée sur les surfaces,

$$\Phi = fP, \tag{5}$$

le coefficient constant f étant compris entre 0,07 et 0,10 pour des corps frottants usuels, ne s'applique pas aux frottements entre les surfaces très polies, très bien graissées, très fortement chargées, des machines à vapeur.

L'étude du frottement, dans les conditions pratiques des portages de machines, a été faite très soigneusement à Cherbourg et à Indret, par Joessel, à l'aide de sa machine à essayer les huiles de graissage.

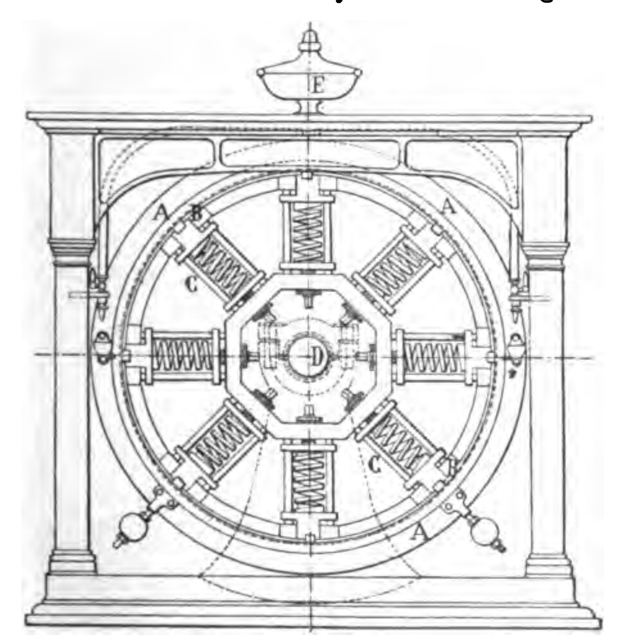


Fig. 205.

L'appareil se compose d'un tambour AA, sur l'intérieur duquel glissent huit frotteurs BB, pressés par des ressorts spirales CC, et entraînés par un arbre D. L'huile de graissage fournie par le godet E est distribuée au tambour par des pattes d'araignée.

On fait varier à volonté la pression des ressorts, la surface du portage

des frottoirs, la vitesse de rotation de l'arbre D; on peut aussi faire varier la nature du lubrifiant. Pour chaque combinaison, on relève le travail moteur dépensé sur l'arbre D, d'après les indications d'un dynamomètre enregistreur.

Le frottement Φ, exercé sur une surface S soumise à la pression P, dépend à la fois de S et de P. En d'autres termes, le coefficient f, autrefois supposé constant pour une même nature des surfaces, varie avec la pression par unité de surface.

Les frottements, comme les coefficients d'usure, s'étudient toujours en rapportant les pressions au centimètre carré de surface. La pression,

$$\Pi = \frac{P}{S},$$

est ainsi comptée comme la pression aux chaudières, tandis que, dans les calculs de résistance des matériaux, les tensions et les compressions sont toujours rapportées au millimètre carré.

Tant que la pression Π reste au-dessous de la limite où l'huile serait mal distribuée dans le joint, et que le graissage se fait par suite régulièrement, le coefficient de frottement f diminue à mesure que Π augmente. Cette diminution du frottement Φ, pour une même valeur de P, quand la surface S diminue, s'explique par la diminution de la section de la couche d'huile à cisailler sans cesse parallèlement à la surface et par l'élévation de température qui accroît la fluidité de l'huile.

La loi entre f et Π paraît être de la forme

$$f = \alpha \left(\frac{1}{\Pi}\right)^{\beta}, \tag{6}$$

α et β étant deux constantes. La mesure des accélérations, dans le lancement des navires, à partir de l'instant où le suif est fondu sur les glissières, conduit à une formule semblable

$$f = 0{,}04 \left(\frac{1}{\Pi}\right)^{0,4}. \tag{7}$$

La valeur des coefficients α et β, observée pour les métaux, présente quelques irrégularités, tenant à la difficulté de répartir uniformément la pression P sur des surfaces très rigides. Aux faibles pressions, quelques expériences sur le frottement entre fer et métal antifriction, ont donné les chiffres moyens suivants, rapportés dans les aides-mémoire.

Π	f
$0^k{,}1$	0,010
$1^k{,}0$	0,005

On déduirait de là :

(7 *bis*) $$f = 0{,}005 \left(\frac{1}{\Pi}\right)^{0{,}3}.$$

Joessel, opérant avec les pressions de service, en employant huit frottoirs, de 5 centimètres carrés de surface chacun, a trouvé, pour le fer et l'antifriction,

Π	f
20k	0,0094
40	0,0079
60	0,0064
80	0,0054
100	0,0046
120	0,0040.

Les deux valeurs de f correspondant aux pressions de 20 kilogrammes et de 100 kilogrammes, conduisent à la formule,

(7 *ter*) $$f = 0{,}0354 \left(\frac{1}{\Pi}\right)^{0{,}44}$$

D'un autre côté, en opérant dans des conditions identiques, mais avec des frottoirs de 10 centimètres carrés de surface chacun, les frottements observés ont donné,

Π	f
10k	0,0098
20	0,0083
30	0,0070
40	0,0079
50	0,0052
60	0,0042

Ces valeurs de f ne concordent pas avec les précédentes, et elles conduiraient à une formule différente de (7 *ter*). Mais, pour faire cesser le désaccord, il suffit d'augmenter toutes les pressions Π du second tableau, dans le rapport constant 1,17. On doit donc supposer que la pression se répartissait plus irrégulièrement dans la seconde série d'expériences que dans la première, à cause de la plus grande étendue de la surface frottante, et que le facteur 1,17 tient compte de cette différence de répartition.

Joessel a reconnu de plus que le coefficient f augmente légèrement avec la vitesse V. L'ensemble des résultats de ses expériences se résume dans la formule,

(8) $$f = 0{,}04 \left(\frac{1}{\Pi}\right)^{0{,}6} V^{0{,}06},$$

ou, en revenant à l'expression de Φ, dans la formule,

$$(9) \qquad \Phi = 0{,}04\ P^{0,6}\ S^{0,4}\ V^{0,06}.$$

Cette dernière formule est suffisamment approchée, pour servir à évaluer les pertes de travail dues au frottement. Nous ne tiendrons pas compte du facteur $V^{0,06}$, dans les calculs suivants.

122. — *Travail résultant du frottement sur les principaux organes des machines.* — D'après la formule qui précède, le travail du frottement, sur une portée quelconque d'une machine, a pour expression, au lieu de (2),

$$(10) \qquad T_r = \Phi V = 0{,}04\ P^{0,6}\ S^{0,4}\ V^{1,06}.$$

La pression P se compose de deux éléments distincts :

1° Une partie proportionnelle à la pression de la vapeur, ou plutôt à l'ordonnée moyenne p sur les pistons, qui fait perdre une fraction du travail moteur indiqué, de plus en plus faible à mesure que p augmente, puisque le travail moteur est proportionnel à p V.

2° Une partie indépendante en principe de p, due au poids des pièces, au serrage des presse-étoupes, à la pression des garnitures de piston, etc., qui, en réalité, augmenterait cependant un peu avec p, si l'on considérait le cas d'une machine tournant à vide, en faisant rentrer dans cet élément de P les pressions sur les parties frottantes dues aux forces d'inertie.

Dans la machine en marche normale, l'action des forces d'inertie sur P se rattache mieux à l'élément proportionnel à p, dont il ne change pas, d'ailleurs, la valeur moyenne pendant une révolution complète.

Nous considérerons d'abord les frottements dépendant de l'ordonnée moyenne p, qui s'exercent principalement sur les glissières, les soies des bielles, les paliers du vilebrequin et le palier de butée.

Sur la glissière, la pression totale P est égale, en moyenne, pendant un tour complet à 0,15 de la pression de la vapeur sur le piston. La charge Π étant de 4 kilogrammes environ, le coefficient f est égal à 0,0225 d'après la formule (8). La vitesse est exactement celle du piston. Le rapport du travail résistant sur la glissière au travail indiqué sur le piston F est donc,

$$(11) \qquad 0{,}15 \times 0{,}0225 = 0{,}0034,$$

fraction très peu importante.

La pression sur le piston se transmet ensuite intégralement sur trois tourillons, savoir :

Le pied de bielle, sur lequel le chemin parcouru par les parties frottantes est approximativement,

$$(12) \qquad 2CN \times 0{,}20$$

pendant un tour complet;

La tête de bielle, sur laquelle le chemin parcouru est,

$$(12\ bis) \qquad 2CN \times 0{,}65;$$

Les paliers du vilebrequin, sur lesquels la vitesse est la même qu'à la tête de bielle.

La charge Π atteignant en général 20 kilogrammes sur ces pièces, le coefficient f ne doit pas dépasser 0,012, dans la marche à toute vapeur.

Le travail résistant peut ainsi s'évaluer, pour les trois pièces réunies, à la fraction,

$$(13) \qquad (0{,}20 + 0{,}65 + 0{,}65)\,0{,}012 = 0{,}018,$$

du travail indiqué sur le piston.

Le travail résistant de la butée ne peut pas s'établir d'une manière aussi simple et aussi générale. Prenons, pour exprimer la pression totale sur les anneaux, la formule,

$$(4) \qquad P = \frac{100\,F}{U_n},$$

établie à l'occasion du calcul du coefficient d'usure. La charge Π par centimètre carré est toujours faible, ne dépassant pas 3 kilogrammes; le coefficient f s'élève par suite à 0,026. En supposant une vitesse de 20 nœuds, nous avons, pour la force résistante,

$$\Phi = 0{,}026 \times 5F = 0{,}13\,F.$$

La vitesse circonférentielle sur les anneaux de butée étant de $2^m{,}50$ environ, à toute puissance, le travail de Φ, en chevaux est,

$$(14) \qquad \frac{0{,}13 \times 2{,}50}{75}\,F = 0{,}0043\,F,$$

c'est-à-dire une fraction du travail indiqué F, un peu supérieure à celle absorbée sur la glissière.

L'ensemble des frottements qui dépendent directement de la pression de la vapeur sur les pistons s'élèverait, d'après les chiffres qui précèdent, à

$$(15) \qquad 0{,}026\,F,$$

F étant la puissance indiquée, dans la marche à toute puissance.

Une diminution de moitié, dans la pression moyenne sur les pistons augmente du tiers la valeur du coefficient de frottement f, et porte la perte de travail à

$$(15\ bis) \qquad 0{,}034\,F,$$

quand on marche aux 35 centièmes de la puissance.

Le frottement des tiroirs plans a été l'objet d'études très minutieuses, moins au point de vue de la perte de travail qu'en raison de l'usure et surtout de la fatigue du mécanisme de conduite. Nous en dirons quelques mots au chapitre X.

Les coussinets en gaïac doivent donner lieu à un frottement relativement fort, dont on trouve l'indice dans la position de la génératrice correspondant au maximum d'usure, qui, sur les paliers des tubes de sortie est déplacée d'une manière appréciable, de B en A, en sens inverse du mouvement de rotation.

Soit P la pression totale sur le coussinet, égale au poids de l'arbre et exercée en A quand le bâtiment est au repos. En marche, il y a, en B, une pression normale N et une résistance tangentielle Φ, liées entre elles par la relation,

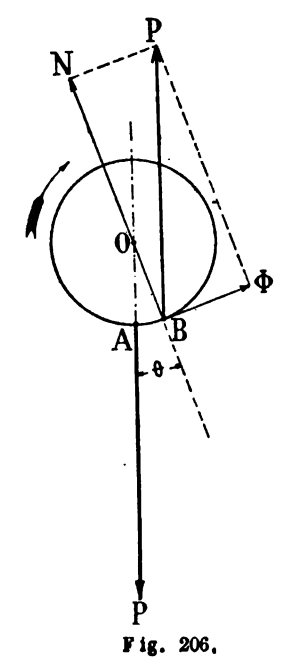


Fig. 206.

$$\Phi = f N.$$

Les deux forces N et Φ ont d'ailleurs une résultante verticale P' égale et contraire à P, ce qui nous donne, pour la valeur de l'angle BOA ou θ,

$$\text{tang}\ \theta = \frac{\Phi}{N} = f.$$

Or, l'angle θ ne paraît pas être de moins de 5° à 6°, ce qui indique pour le coefficient de frottement f une valeur de 0,10 environ. En faisant un calcul sur cette base, on trouve que l'ensemble des chaises en gaïac peut absorber à peu près le même travail que le palier de butée, soit un demi % environ du travail indiqué F.

A la chaise du support d'hélice, l'angle θ peut dépasser 20°; mais ici ce n'est plus le frottement Φ qui est en cause, mais bien la résultante horizontale de toutes les pressions exercées par l'eau sur l'hélice.

123. — *Perte de travail due au frottement, sur l'ensemble de la machine.* — Relativement aux frottements indépendants de la pression de la vapeur, aucun calcul précis n'est possible. Dans certains cas, sur les machines à fourreau par exemple, ces frottements ont été tels qu'ils ont amené le stoppage de la machine, à la suite du serrage exagéré des presse-étoupes. Sur les tiges de piston, on a encore des frottements assez forts, parfois même violents, quand le mouvement des tiges n'est pas exactement rectiligne. Enfin les tiroirs plans présentent souvent les frottements considérables, dont on a la preuve dans la fatigue des organes de conduite et parfois dans les grippements des glaces frottantes.

L'évaluation la plus complète des différentes parties du travail résistant total de frottement a été donnée par M. Thurston, qui considère seulement la valeur relative des divers éléments de résistance. Le tableau résumant les chiffres de M. Thurston est le suivant :

	Tiroirs non compensés	Tiroirs compensés
Garnitures de piston et presse-étoupes . . .	16,1	21,6
Tiroirs de distribution de vapeur.	27,4	2,6
Arbre à vilebrequins et ligne d'arbres . . .	42,4	56,9
	85.9	81,1
Glissière, pied et tête de bielle	14,1	18,9
Total.	100	100

Les tiroirs des machines marines étant le plus souvent compensés, on peut conclure du tableau précédent que le travail résistant de la glissière et de la bielle, évalué au numéro précédent à

$$0,0136\,F,$$

représente un peu moins du cinquième du travail résistant total.

Le travail résistant total, dû au frottement, dans la marche à pleine puissance, se trouverait ainsi estimé à

$$0,06\,F,$$

valeur qui n'a rien d'invraisemblable.

124. — *Perte de travail due aux trépidations de la coque.* — Aucun chiffre d'expérience n'a fait connaître jusqu'ici, même d'une manière approchée, le travail qui peut être absorbé par les trépidations de la coque. Quelques indications pourraient être déduites des expériences de trépidation faites en Angleterre, sur le *Terrible*, avec divers calages de manivelles, qui ont été exposées au n°108. Il serait très intéressant de savoir comment variait le travail moteur dépensé à faire tourner la machine à vide, selon que les trépidations étaient sensiblement nulles,

ou qu'elles s'élevaient au contraire à 40 millimètres, amplitude maximum atteinte dans ces expériences. Mais le travail moteur, s'il a été mesuré, n'a pas été publié par Sir John Durston, préoccupé par-dessus tout de l'étude pratique et très importante qu'il poursuivait.

Si nous prenons un grand bâtiment, comme la *Jeanne-d'Arc*, dans lequel la distribution longitudinale des poids est exactement connue, nous trouvons par un calcul facile, que, pour lui imprimer un mouvement vibratoire simple, à deux nœuds, fig. 167, n° 1, en supposant que la flèche au milieu et aux deux extrémités atteigne un maximum de 50 millimètres, il faut dépenser un travail égal à

$$(16) \qquad T = \sum \frac{PV^2}{2g} = 386.500.000 \text{ kilogrammètres.}$$

Si nous supposons, de plus, en nous reportant aux indications de la fig. 165, qu'une semblable amplitude puisse être atteinte, dans un milieu non résistant, après dix vibrations complètes accomplies à partir d'un état de repos initial, il devient possible d'estimer la puissance perdue. La durée de dix vibrations, d'après le tableau XVII du n° 101, est de 5 secondes environ. Nous avons donc

$$(17) \qquad F = \frac{T}{5 \times 4500} = 1700 \text{ chevaux.}$$

Ce même travail, dans les conditions réelles du navire vibrant dans un milieu résistant, serait dépensé d'une manière continue, à entretenir l'amplitude de 50 millimètres des vibrations synchrones avec le mouvement de la machine.

Les nombres précédents représentent sans doute un maximum, impossible à atteindre pour plusieurs motifs. L'amplitude n'arrive guère, vraisemblablement, à 50 millimètres ; il faudrait probablement plus de 10 vibrations pour amener le mouvement à cette amplitude maximum dans un milieu non résistant ; enfin le voisinage du synchronisme ne peut pas se rencontrer, et surtout se perpétuer, avec le mouvement de toutes les machines simultanément.

Nous nous bornerons donc, comme conclusion, à supposer que les vibrations de la coque peuvent absorber un millier de chevaux, quand la machine en développe 28.000, ce qui représente près de 4 % de la puissance ; la proportion s'élève même a 5 %, si l'on considère que les machines de la *Jeanne-d'Arc* développeraient 20.000 chevaux à peine, dans les conditions du synchronisme avec les vibrations. En résumé, sur les navires exposés à de fortes trépidations, la perte de travail due aux mouvements de la coque est du même ordre de grandeur que la perte due aux frottements de la machine à toute puissance.

Il serait intéressant de contrôler ces appréciations par l'examen d'une courbe des vitesses du navire en fonction du travail indiqué, et de voir si les diminutions du coefficient d'utilisation M se produisent aux allures du synchronisme et des grandes vibrations.

§ 4. — Rendement mécanique des machines à des allures variées.

125. — *Eléments divers composant la perte totale de travail dans le fonctionnement des machines.* — Les calculs faits au paragraphe précédent, nous font connaître les principales pertes de travail dues aux résistances passives. Il faut y joindre le travail dépensé à faire mouvoir les pompes du condenseur, qui sera évalué au chapitre IX ; ce dernier travail est en général égal à 0,02 F dans la marche à toute puissance, la fraction s'élevant de 0,02 jusqu'à 0,05 F, quand la puissance diminue.

Nous avons ainsi, en résumé

Pertes par les frottements	0,06 F
Pertes par les trépidations (variables)	0,04 F
Dépense des pompes	0,02 J

soit en tout une fraction du travail indiqué, devant varier de 0,08 à 0,12, selon que les trépidations se produisent, ou non, dans la marche à toute puissance.

La valeur approximative du coefficient de rendement u, dans l'expression du coefficient général d'utilisation,

$$M = \sqrt[3]{\frac{uu_1}{k}}, \qquad (18)$$

est ainsi égale en moyenne à 0,10. Nous étudierons, au chapitre VIII, le rendement u_1 de l'hélice.

Le travail F' transmis à l'hélice, étant

$$F' = uF,$$

il serait important de contrôler, par une mesure directe de F', la valeur de u calculée pour la marche à toute puissance, et surtout de mesurer les changements subis par u quand F va en diminuant.

La mesure de F' se fait à l'aide du frein de Prony, et elle n'a jamais été tentée sur les machines marines, à cause des grandes dimensions auxquelles on eût été conduit pour cet appareil.

Il est donc nécessaire de se reporter aux expériences faites à terre, sur les machines fixes.

Les résultats des expériences faites à terre ne peuvent pas être appliqués exactement aux machines marines, à cause de l'effet, sur ces dernières, des trépidations, auxquelles les machines fixes ne sont pas soumises. De plus, à terre, on se préoccupe peu, en général, des variations du rendement mécanique *u* avec la puissance, parce que les machines sont destinées à marcher à une puissance presque constante ; pour les machines marines, où la marche est souvent au quart, et même au dixième de la puissance pour les navires de guerre, cette question de la variation de *u* est très intéressante.

Quoi qu'il en soit, diverses expériences faites à terre fournissent des résultats applicables à la marine, sinon par la valeur numérique des chiffres obtenus, du moins par les principes mis en évidence. Nous allons rappeler les plus importantes ; nous verrons ensuite dans quelle mesure il est possible de les appliquer au sujet qui nous occupe.

126. — *Rendement des machines fixes, mesuré au frein de Prony.* — MM. Walther-Meunier et Ludwig ont mesuré avec beaucoup de soin les rendements *u*, à diverses puissances, d'une machine compound de 289 chevaux et d'une machine monocylindrique de 153 chevaux.

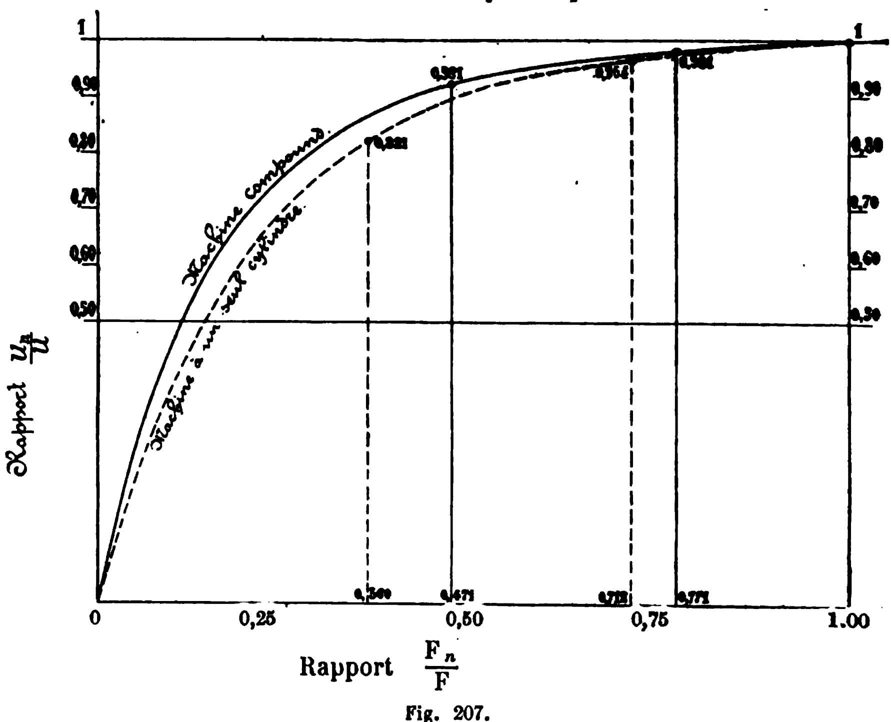


Fig. 207.

La fig. 207 représente, sur deux courbes, la loi des variations de *u*

pour les deux machines, en prenant pour abscisses les rapports de chaque puissance F_n expérimentée à la puissance maximum F, et pour ordonnées le rapport du rendement u_n correspondant à F_n, au rendement u correspondant à F.

Les valeurs maxima de u sont, d'après les expérimentateurs,

0,91 pour les machines à un seul cylindre,

0,88 pour les machines compound,

la puissance étant ramenée au même nombre de chevaux pour les deux machines. Cette infériorité de la machine à plusieurs cylindres, due à la multiplication des pièces frottantes, doit se rencontrer dans les machines marines. Elle est de peu d'importance, comparée au bénéfice réalisé sur l'utilisation de la vapeur dans les machines à détente multiple, quand la distribution est faite par des tiroirs ; mais, d'après ce que nous avons vu au n° 39, elle enlève près de la moitié de ce bénéfice, sur les machines à soupapes du système Corliss.

D'après les courbes de la fig. 207, le rendement est réduit dans le rapport, 0,6 lorsque les machines ne travaillent qu'au tiers de la puissance, et se trouve ainsi ramené à

0,728 pour la machine à un seul cylindre

0,704 pour la machine compound.

Une réduction de même genre doit se produire sur les machines marines, indépendamment de l'effet irrégulier des trépidations.

Enfin, dans une série particulière d'essais, MM. Walther-Meunier et Ludwig ont trouvé que les rendements précédents, applicables aux machines sans condenseur, doivent être réduits de 0,04 à 0,05, quand il y a des pompes à conduire. Cette diminution de u est deux fois plus grande que celle observée dans les machines marines marchant à pleine puissance.

127. — *Variation du rendement mécanique des machines marines suivant l'allure.* — Nous laissons nécessairement de côté les irrégularités dans la perte de travail due aux trépidations, qui suivent des lois toutes particulières dépendant du synchronisme.

La préoccupation de tenir compte du rendement mécanique u et de ses variations, se manifeste dans les plus anciennes formules essayées pour exprimer la vitesse des navires U_n en fonction de la puissance indiquée F.

Dupuy de Lôme, dans sa formule, représentait la puissance effective F' par l'expression

$$(19) \qquad F' = (1-\alpha)\, 3{,}49\, D^2CN\,(p-\gamma) = (1-\alpha)\, F\,\frac{p-\gamma}{p},$$

α et γ étant deux constantes.

Le produit $D^2 C N$ est, à un facteur constant près, ce que l'on nommait puissance nominale des machines, H, à l'époque de Dupuy de Lôme,

(20) $$H = \frac{D^2CN}{0,59}.$$

L'équation (19) pouvait donc s'écrire,

(21) $$F' = KH\,(p-\lambda).$$

En écrivant que la vitesse des navires est proportionnelle à la racine cubique de F', et inversement proportionnelle à celle de B^2, en comptant de plus la pression p en centimètres de mercure et supposant $\gamma = 6$ centimètres, on arrivait à la formule,

(22) $$U_n = \sqrt[3]{m\,\frac{H\,(p-6)}{B^2}},$$

qui a longtemps servi à discuter les essais de vitesse des navires. Cette formule était un peu plus exacte que celle employée aujourd'hui, et le coefficient m un peu mieux défini que le coefficient actuel d'utilisation M.

La formule (19) n'a pas eu d'autre application que la précédente. On ne s'en est jamais servi pour calculer la variation du rendement en fonction de la puissance.

Si nous supposons que les deux termes de la résistance passive considérés au n° 122 sont, l'un proportionnel à l'ordonnée moyenne, l'autre indépendant de cette ordonnée (ce qui n'est pas d'accord avec la loi du frottement), la perte de travail doit se composer de deux termes proportionnels, l'un à la puissance F, l'autre au nombre de tours N. Partons de la perte à toute puissance

(23) $$F - uF = \beta F + \varepsilon F;$$

si les deux termes subissent la variation supposée, la perte devient, quand la puissance s'abaisse de F à F_n,

(24) $$F_n - u_n F_n = \beta F\,\frac{F_n}{F} + \varepsilon F\,\frac{N_n}{N}.$$

Cette équation donne la valeur générale de u_n à toutes les puissances,

(25) $$u_n = 1 - \beta - \varepsilon\,\frac{F}{F_n}\,\frac{N_n}{N}.$$

D'autre part, pour les navires à hélice, la formule de Moll et Bour-

gois, sous la forme la plus exacte, telle que nous la verrons au chapitre VIII, nous donne,

$$\frac{u_n}{u}\frac{F_n}{F}=\left(\frac{N_n}{N}\right)^3.$$

La formule (25) peut, par suite, s'écrire en éliminant les N,

$$u_n=1-\beta-\varepsilon\left(\frac{u_n}{u}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{F}{F_n}\right)^{\frac{2}{3}}.$$

L'équation (23) prise pour point de départ, nous donnant

(26) $$1-u=\beta+\varepsilon,$$

(26 *bis*) $$1-\beta=u+\varepsilon,$$

nous pouvons mettre l'expression du rendement sous la forme,

$$u_n=u+\varepsilon-\varepsilon\frac{u_n}{u}\left(\frac{u}{u_n}\frac{F}{F_n}\right)^{\frac{2}{3}};$$

$$u_n\left\{u+\varepsilon\left(\frac{u}{u_n}\frac{F}{F_n}\right)^{\frac{2}{3}}\right\}=u(u+\varepsilon);$$

(28) $$\frac{u_n}{u}=\frac{u+\varepsilon}{u+\varepsilon\left(\frac{u}{u_n}\frac{F}{F_n}\right)^{\frac{2}{3}}}.$$

La valeur de β est supposée constante et égale à 0,07 par M. Widmann et M. Risbec, principaux auteurs de ces recherches sur le rendement, ce qui donne

(59) $$\varepsilon=0{,}93-u.$$

Il suffit donc de se donner la valeur de u à pleine puissance, pour déterminer entièrement la loi de la variation du rendement.

Le tableau suivant donne trois séries de valeurs de u_n, ainsi calculées, en attribuant à u les trois valeurs 0,85 — 0,79 — 0,73. Le tableau a été prolongé d'une ligne au-dessus de la pleine puissance, pour bien marquer les lois de variation.

TABLEAU XX

Rendements mécaniques calculés à diverses puissances.

$\frac{F_n}{F}$	$u=0{,}85$; $\varepsilon=0{,}08$		$u=0{,}79$; $\varepsilon=0{,}14$		$u=0{,}73$; $\varepsilon=0{,}20$	
	$\frac{u_n}{u}$	u_n	$\frac{u_n}{u}$	u_n	$\frac{u_n}{u}$	u_n
0,20	0,835	0,710	0,715	0,565	0,599	0,437
0,40	0,927	0,788	0,868	0,686	0,806	0,588
0,60	0,965	0,820	0,933	0,737	0,903	0,659
0,80	0,987	0,839	0,975	0.770	0,960	0,701
1,00	1,000	0,850	1,000	0,790	1,000	0,730
1,20	1,011	0,859	1,020	0,806	1,029	0,751

Il est assez curieux de remarquer que l'expression (28), de forme si compliquée, revient, au fond, à la vieille équation de Dupuy de Lôme. Elle peut s'écrire, en effet,

$$F'_n = u_n F_n = (1 - \beta) F_n - \varepsilon \frac{N_n}{N} F,$$

$$F'_n = (1-\beta) \left\{ 1 - \frac{\varepsilon}{1-\beta} \frac{N_n}{N} \frac{F}{F_n} \right\} F_n.$$

Or on a,

$$\frac{F}{F_n} = \frac{N p}{N_n p_n},$$

en appelant p_n l'ordonnée moyenne correspondant au nombre de tours N_n et à la puissance réduite F_n. On arrive ainsi à

$$(30) \qquad F'_n = (1-\beta) \left\{ 1 - \frac{\varepsilon}{1-\beta} \frac{p}{p_n} \right\} F_n.$$

D'un autre côté, l'équation (17) de Dupuy de Lôme peut s'écrire sous la forme

$$(31) \qquad F'_n = (1-\alpha) \left(1 - \frac{\gamma}{p_n}\right) F_n.$$

Les deux équations (30) et (31) s'identifient, en posant

$$(32) \qquad \begin{cases} \alpha = \beta, \\ \gamma = \dfrac{\varepsilon p}{1-\beta}. \end{cases}$$

Si nous attribuons, à l'ordonnée moyenne p, les deux valeurs de 1 kilog. et $0^k,8$, qu'elles présentaient généralement, à l'époque où Dupuy de Lôme se servait de sa formule, et si nous donnons à ε la valeur à 0,08, et à β la valeur 0,07 admise plus haut, nous trouvons pour γ les valeurs numériques suivantes :

p	ε	β	$\gamma = \frac{\varepsilon P}{1-\beta}$
1^k	0,08	0,07	$0^k,086$
0 8	0,08	0,07	0 078

Or la valeur de 6 centimètres de mercure, attribuée autrefois à γ, exprimée en kilogrammes est

$$(33) \qquad \gamma = \frac{6}{76} \times 1,033 = 0^k,0815.$$

La formule (19) se trouvait donc d'accord avec les lois adoptées depuis lors ; elle aurait pu être conservée, à la condition d'y faire varier la cons-

tante γ, à mesure que s'élevait l'ordonnée moyenne p correspondant à la marche à pleine puissance.

128. — *Formule simplifiée de la variation du rendement mécanique.* — Les calculs un peu compliqués du numéro précédent se simplifient beaucoup, si l'on admet que la perte de travail due aux résistances passives est simplement proportionnelle au nombre de tours, et peut s'écrire

$$F_n - uF_n = \varepsilon F \frac{N_n}{N}. \quad (34)$$

Cette hypothèse est admise par M. Thurston. Elle est d'accord avec les expériences de M. Dwelshauvers-Dery. Elle est justifiée, d'ailleurs, par les calculs du n° 127, qui montrent la faiblesse du terme βF ou plutôt du coefficient β, et par la formule (24) elle-même, dans laquelle, le rapport des puissances diminuant comme le cube de celui des nombres de tours, le terme en β doit descendre rapidement à une valeur tout à fait négligeable, en présence du terme en ε.

Faisons donc $\beta = 0$, ce qui nous donne

$$u = 1 - \varepsilon, \quad (35)$$

l'équation (25) devient,

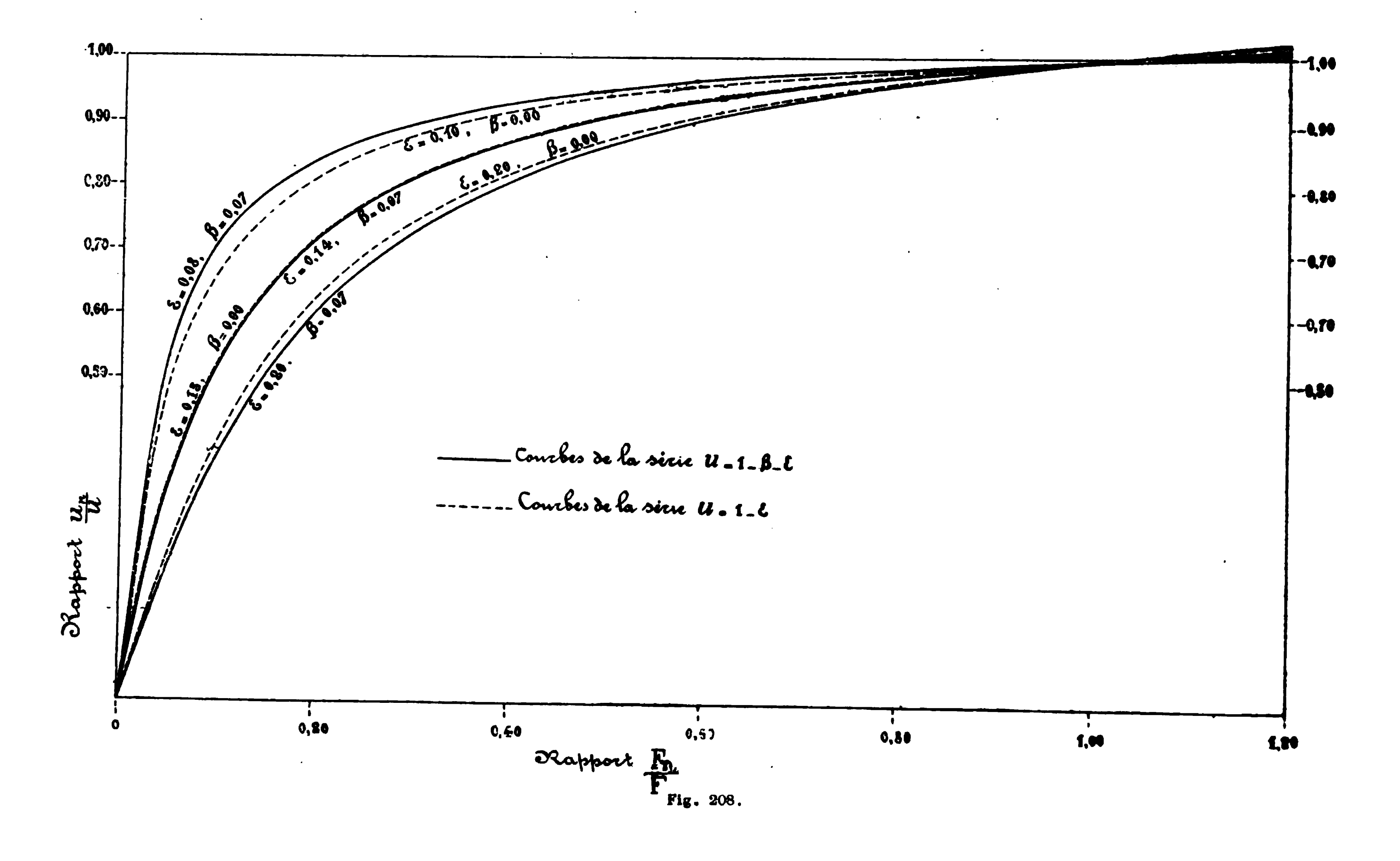
$$\frac{u_n}{u} = \frac{1}{u + (1 - u)\left(\frac{u}{u_n}\frac{F}{F_n}\right)^{\frac{2}{3}}}. \quad (36)$$

En appliquant cette nouvelle formule, il convient de donner à ε des valeurs un peu plus fortes qu'avec la formule (25), afin de tenir compte de la disparition de β. En prenant pour u les trois valeurs de 0,90 — 0,85 — 0,80, qui rentrent bien dans les données connues, nous formons le tableau suivant :

Tableau XX *bis*

Rendements mécaniques, formule simplifiée.

$\frac{F_n}{F}$	$u = 0{,}90$; $\varepsilon = 0{,}10$		$u = 0{,}85$; $\varepsilon = 0{,}15$		$u = 0{,}80$; $\varepsilon = 0{,}15$	
	$\frac{u_n}{u}$	u_n	$\frac{u_n}{u}$	u_n	$\frac{u_n}{u}$	u_n
0,20	0,809	0,728	0,715	0,608	0,624	0,499
0,40	0,913	0,822	0,868	0,738	0,821	0,657
0,60	0,957	0,861	0,933	0,793	0,910	0,728
0,80	0,983	0,885	0,975	0,829	0,964	0,771
1,00	1,000	0,900	1,000	0,850	1,000	0,800
1,20	1,012	0,911	1,019	0,866	1,027	0,822



1,00
0,90
0,80
0,70
0,60
0,50
0
0,20
0,40
0,60
0,80
1,00
1,20
Rapport $\frac{u_r}{u}$
Rapport $\frac{F_n}{F}$
ε = 0,08, β = 0,07
ε = 0,10, β = 0,00
ε = 0,14, β = 0,07
ε = 0,18, β = 0,00
ε = 0,20, β = 0,00
ε = 0,30, β = 0,07
Courbes de la série u = 1 − β − ε
Courbes de la série u = 1 − ε

Fig. 208.

Les valeurs du rapport $\frac{u_n}{u}$, calculées sur les deux tableaux XX et XX *bis*, ont été portées en ordonnées sur la figure 208, les variations de puissance étant prises pour abscisses. La concordance des deux réseaux de courbes est convenable ; elle est même complète entre des deux courbes moyennes de chaque réseau, correspondant, l'une à $u = 0,79$, l'autre à $u = 0,85$.

Il est à remarquer aussi que, sur la courbe commune aux deux réseaux, se trouve le point donnant

$$\frac{u_n}{u} = 0,80, \text{ pour } \frac{F_n}{F} = \frac{1}{3},$$

qui représente un résultat intéressant des expériences de MM. Walther-Meunier et Ludwig.

Les essais des navires ont offert quelques occasions de vérifier les calculs précédents, dans le cas particulier où le rapport $\frac{F_n}{F}$ varie du simple au double. Certains navires, en effet, comme nous le verrons au numéro 149, portent, sur chaque arbre, deux machines distinctes égales, réunies par un appareil de débrayage. Pour marcher à petite vitesse, on se sert tantôt des deux machines, tantôt d'une seule. On constate alors que, pour donner la même vitesse au navire, il faut plus de chevaux avec les deux machines qu'avec une seule ; la différence est uniquement due à la différence des rendements u dans les deux cas, le rendement u_1 de l'hélice étant évidemment le même.

Prenons pour exemple les cuirassés *Neptune*, *Marceau*, expérimentés à la vitesse de $10^n,2$ qui correspond à une puissance de 0,18 F.

La courbe de la figure 208,

$$\varepsilon = 0,10, \qquad \beta = 0,00,$$

donne, pour valeurs de v_n à deux machines et à quatre machines, respectivement, 0,81 et 0,71 ; la différence est 0,10. D'après les expériences du *Neptune*, les deux valeurs de F_n sont 2.075 et 1.937 chevaux ; le bénéfice sur le rendement est ainsi

$$\frac{2.075 - 1.937}{2\ 075} = 0,06,$$

au lieu de 0,10.

Le croiseur le *Cécille*, de 11.000 chevaux comme le *Neptune*, et muni également de quatre machines attelées à deux hélices, a fait, avec ses deux hélices, toute une série d'essais à quatre machines et à deux machines, qui a donné les résultats suivants :

Vitesse dans les deux cas	Puissance développée F_m		Différence des valeurs de u	
	deux machines	quatre machines	Equation (36)	Expérience
15n,2	3 950ch	4.341ch	0,08	0,10
10 16	1.211	1.414	0,12	0,14
8 3	805	850	0,15	0,05

Ici la vérification devient plus qu'imparfaite ; mais, dans l'évaluation de simples différences, les chiffres d'expérience peuvent être en défaut, aussi bien que les résultats calculés ; l'anomalie dans la supériorité de la marche à deux machines, trop faible dans l'expérience à 8 nœuds, rend même suspectes les différences d'utilisation observées.

Quoiqu'il en soit, nous nous servirons de la formule (36), à défaut de mieux, lorsqu'il nous faudra, dans le cours du chapitre VIII, évaluer le rendement u des machines, pour arriver à suivre les variations du rendement u_1 des hélices, le produit uu_1 étant seul connu.

129. — *Expériences nécessaires pour la mesure du rendement mécanique.* — Les calculs des deux numéros qui précèdent ne peuvent présenter que de simples probabilités d'exactitude, et, cela, même en ce qui concerne les pertes de travail dues aux frottements. Les pertes résultant des trépidations de la coque, qui sont particulières aux machines marines, leur échappent absolument.

La connaissance du rendement mécanique u aurait besoin d'être à la fois plus certaine et plus complète, parce qu'elle présente, pour le constructeur, plus qu'un simple intérêt spéculatif.

Dans l'expression de la vitesse des navires,

$$V = M \sqrt[3]{\frac{F}{B^2}},$$

déduite de la formule de la résistance

$$R = kB^2 V^2,$$

la valeur du coefficient d'utilisation générale,

$$M = \sqrt[3]{\frac{uu_1}{k}},$$

ne peut servir à déterminer qu'une seule des trois inconnues u, u_1, k. Il faut la réserver pour la détermination du rendement de l'hélice u_1, ou s'en servir comme d'une équation de vérification.

La valeur du coefficient de résistance de la carène k se détermine assez bien aujourd'hui à l'aide des expériences sur les modèles, qui

s'exécutent aujourd'hui dans la plupart des Marines, en appliquant le théorème de similitude dynamique de Reech, et qui se feront sans doute bientôt en France.

Il faut donc, tout au moins, pour n'avoir qu'une inconnue dans l'équation (16), déterminer exactement u, à l'aide d'expériences sur les navires eux-mêmes.

L'emploi du frein de Prony étant écarté, il reste la possibilité de mesurer le travail transmis à l'hélice, à l'aide de dynamomètres de rotation.

Dans les expériences de MM. Jaÿ et Guède sur l'*Elorn*, 1858-1862, le travail transmis à l'hélice était mesuré, en même temps que le travail indiqué et la poussée de l'hélice. Malheureusement les dynamomètres Taurines, qui ont fourni, au sujet du rendement u_1 des hélices, des données intéressantes, qui seront citées au chapitre VIII, n° 142, n'ont rien

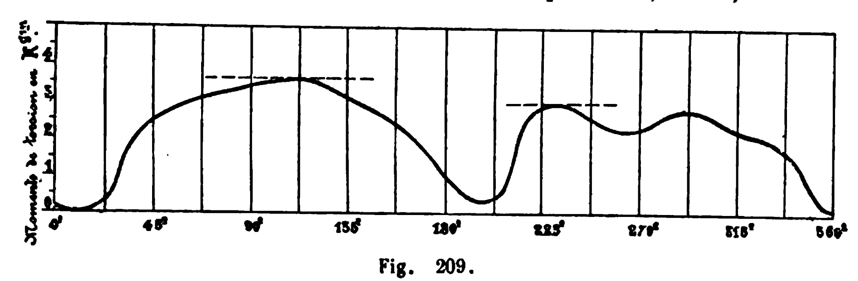


Fig. 209.

donné de suivi et de concordant, en ce qui concerne le rendement u de la machine. Si l'on cherche, en particulier, à tracer, d'après les expériences de l'*Elorn*, la courbe des variations de u en fonction des variations de F, comme sur la figure 208, on n'obtient qu'un archipel de points, où il est impossible de découvrir, même une simple direction moyenne.

Depuis lors, l'idée de mesurer le moment de rotation par la simple flexion de l'arbre a été émise, pour la première fois, je crois, par M. Hirn, puis reprise et appliquée par M. Mermet à la construction d'un instrument. On peut même considérer la période des applications comme ouverte, car la figure 209 représente la courbe des moments moteurs transmis à l'hélice de la *Carpe*, relevée par M. Minel, à l'aide du dynamomètre Mermet. De plus, des études se poursuivent, pour augmenter la précision des relevés fournis par cet instrument. Les dynamomètres par mesure de torsion ont l'avantage de supprimer, autant que possible, le mouvement relatif entre les deux portions de l'arbre soumises au moment qu'ils enregistrent.

D'un autre côté, la recherche des moyens de mesurer le couple à l'aide de dynamomètres à ressorts mieux disposés que l'ancien appareil

de Taurines n'a pas été abandonnée. Ainsi, dans une étude toute récente, M. Ripard a proposé l'emploi de ressorts à lame A, A, disposés, comme l'indique la figure 210, de manière à ne laisser place, entre les

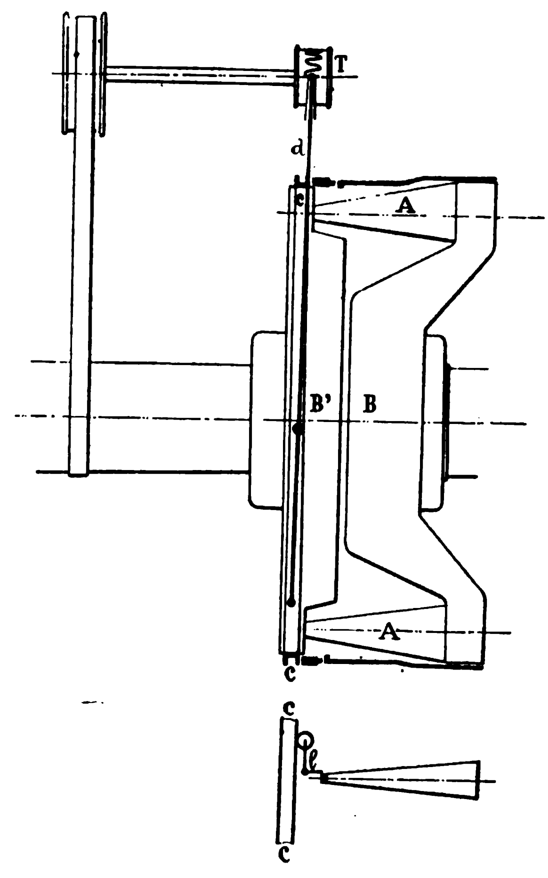


Fig. 210.

deux tourteaux B, B' de l'arbre, qu'à des mouvements relatifs peu étendus. Un collier *cc* placé sur le tourteau B', et actionné par un levier à sonnette *e*, subit un mouvement de recul, proportionnel au petit déplacement angulaire des deux tourteaux l'un par rapport à l'autre; le mouvement est ensuite transmis par un levier à fourche *d* à un tambour enregistreur T. On peut obtenir ainsi, sans très grande dépense, des résultats intéressants à connaître.

Les études ne manquent pas en France, comme on le voit, pour nous maintenir, ou pour nous replacer à notre ancien rang, dans la recherche des données scientifiques, qui conduisent presque toujours, à bref délai, à d'utiles applications pratiques.

CHAPITRE VIII

HÉLICES

§ 1. — Fonctionnement de l'hélice, au point de vue géométrique.

130. — *Définition géométrique de l'hélice.* — Le propulseur hélicoïdal est un élément du navire assez distinct, pour que son étude puisse être séparée des machines marines et rattachée à l'architecture navale. Telle est la tradition, suivie depuis Reech, à l'École du Génie maritime, à laquelle nous devons le travail le plus complet qui ait été publié sur le fonctionnement des hélices, celui contenu dans la *Théorie du Navire* de MM. Pollard et Dudebout.

La pratique, au contraire, a fait de tout temps rattacher l'étude de l'hélice et le calcul de ses éléments, à la machine, dont elle détermine la vitesse et le travail, par sa propre résistance. Les méthodes de calcul suivies, où la science pure n'intervient guère que par des considérations géométriques, sont un motif de plus pour faire rentrer de préférence l'hélice dans un simple cours de construction.

L'hélice des navires est définie par la forme géométrique de sa face arrière ou face travaillante OK_0, OK_1, OK_2, OK_3, etc. Cette face est, dans son plan tangentiel du moins, engendrée par une droite OK_1 qui est appuyée constamment sur le rayon O perpendiculaire à la figure, qui est située dans un plan parallèle à la figure, et qui fait avec l'axe XX de l'arbre un angle ω, dont la tangente est proportionnelle à sa distance à cet axe.

Sur la figure 211, représentant les positions successives de cette tangente aux profils de l'aile, les distances HK_0, HK_1, etc., sont proportionnelles aux diamètres correspondant à chaque profil ; on a, par conséquent :

$$\text{(1)} \qquad \operatorname{tang} \omega_0 = \frac{HK_0}{OH} \text{ etc.}$$

Cette définition est la plus claire, qui puisse être donnée de l'hélice, au point de vue de son fonctionnement. Pour la construction, on choisit

au contraire, comme génératrice la droite hk perpendiculaire à l'axe XX appuyée à une extrémité sur cet axe, appuyée à l'autre sur l'hélice OK qui forme le rebord extérieur du propulseur. Les positions successives de cette génératrice sont représentées en h_0k_0, h_1k_1, etc., sur la figure 211.

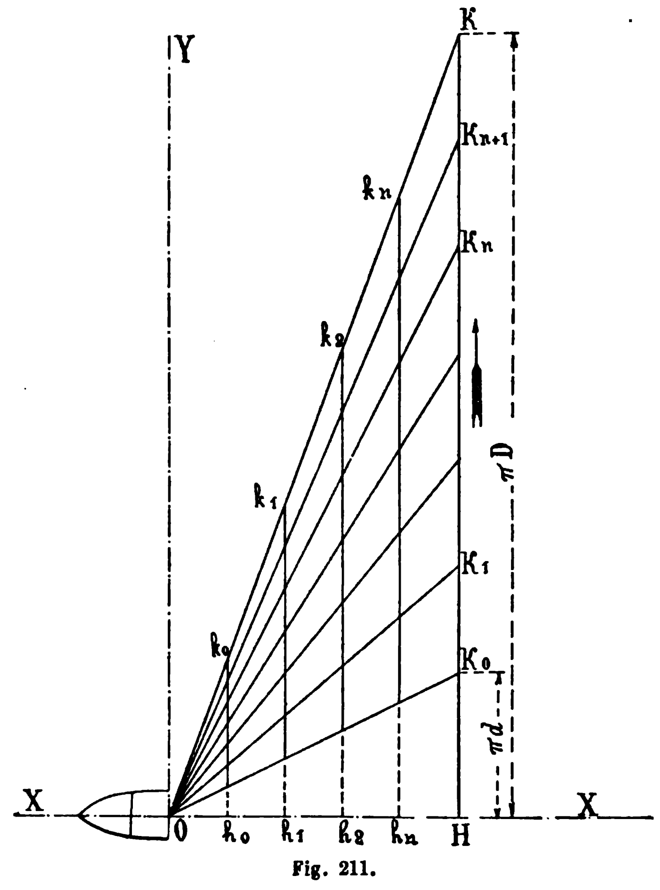


Fig. 211.

Les deux manières d'engendrer conduisent à la même surface hélicoïdale, qui est celle de la vis à filet carré. Il faut, dans la première, considérer les demi-largeurs d'aile OK, comme étant, non pas exactement des droites, mais bien des arcs d'hélices à pas égaux et constants.

Si nous considérons, sur la figure 211, la longueur OH comme représentant le pas constant H, les ordonnées HK représentent, à la même échelle, les longueurs développées πd des circonférences ayant pour rayon la distance de OK dans l'espace, à l'axe XX. Nous avons ainsi, pour l'angle d'orientation ω,

$$\text{(2)} \qquad \text{tang}\ \omega = \frac{HK}{OH} = \frac{\pi d}{H}.$$

Au moyeu, pour un diamètre égal à d_0, et à la circonférence extérieure, pour un diamètre égal à D, nous avons respectivement :

(2 *bis*) $$\text{tang}\ \omega_o = \pi \frac{d_o}{\text{H}},$$

(2 *ter*) $$\text{tang}\ \Omega = \pi \frac{\text{D}}{\text{H}}.$$

Si cette surface tournait dans de l'eau immobile par rapport à elle, l'angle d'incidence, à la circonférence HK_n, serait,

$$\text{YOK}_n = 90^\circ - \omega_n,$$

égal à 90° près de l'axe, et diminuant jusqu'à devenir nul pour un diamètre infini.

Considérons maintenant, figure 212, une hélice projetée sur un plan perpendiculaire à l'axe XX; l'aire de la projection de chaque aile est, à

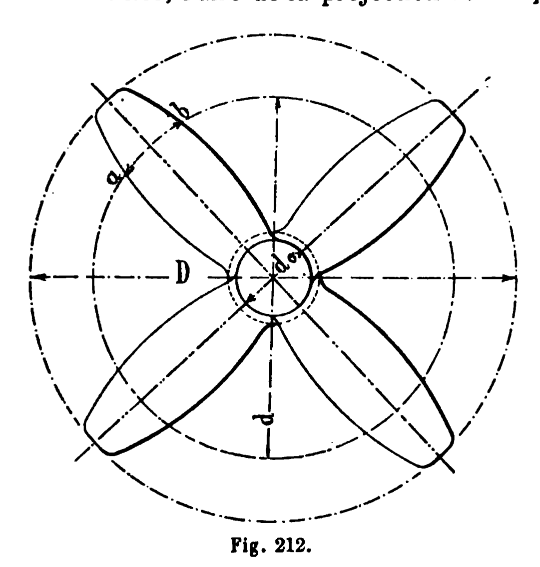


Fig. 212.

l'aire du cercle enveloppe $\frac{1}{2} \pi \text{D}^2$, dans un rapport qui est la *fraction de pas* moyenne de l'aile. La somme des fractions de pas de toutes les ailes est la fraction de pas f de l'hélice. L'aire du cercle enveloppe se nomme quelquefois *aire de disque* de l'hélice.

La fraction de pas f est aussi le rapport de la somme des aires des ailes développées à l'aire d'une spire complète de la surface hélicoïdale.

En chaque point d'une aile projetée, le rapport de l'arc ab compris

entre les deux arêtes de l'aile, figure 222, à la circonférence πd_n, est la fraction de pas de l'aile en ce point. La fraction de pas définie plus haut est la moyenne des fractions en tous les points, et elle se calcule pratiquement en établissant cette moyenne approximative.

Nous avons ainsi les caractéristiques principales d'une hélice, savoir :

D Diamètre extérieur,

H pas,

n nombre d'ailes,

f fraction de pas totale,

d_0 diamètre du moyeu.

Quand l'hélice avance en même temps qu'elle tourne, son mouvement relatif par rapport à l'eau environnante est principalement défini, au point de vue géométrique, par le *recul*, et par l'*angle* d'*attaque*.

131. — *Avance réelle et recul apparent.* — Soit V_m la vitesse en mètres par seconde, qui est imprimée à un navire par une hélice faisant N tours par minute, ou $\frac{N}{60}$ tours par seconde. Le navire, pendant un tour, marche de la longueur,

$$\frac{60\ V_m}{N} = A, \tag{3}$$

qui se nomme *avance* du navire.

Si l'hélice, au lieu de tourner dans l'eau, se vissait dans un écrou fixe, on aurait nécessairement :

$$A = H.$$

En raison du mouvement propre de l'eau, qui résulte en partie de l'action de l'hélice, et en partie de celle de la carène, l'avance A est différente du pas H, et lui est généralement inférieure. Le rapport,

$$\frac{H - A}{H} = \rho, \tag{4}$$

se nomme *recul apparent*, ou simplement *recul*. Le nom de recul apparent indique qu'il s'agit d'une simple condition géométrique du mouvement de l'hélice dans l'espace ; le recul ρ ne représente point, en effet, le mouvement relatif de la surface travaillante de l'hélice par rapport à l'eau environnante, quand l'avance est A.

Pendant les essais d'un navire au point fixe, l'avance est nulle, et on a :

$$\rho = 1.$$

La formule (4) peut s'écrire :

$$A = H\ (1 - \rho),$$

ou, en remplaçant A par sa valeur en fonction de V_m,

$$(5) \qquad V_m = \frac{N}{60} H (1 - \rho).$$

La formule (5) donnerait la vitesse en fonction du pas, ou permettrait de calculer le pas en fonction de la vitesse, si le recul correspondant à un nombre de tours donné était connu.

La formule (4) montre que le recul est le même en tous les points de l'hélice, quelle que soit leur distance à l'axe. Cette propriété est précisément celle qui a fait choisir, dès le début, la surface hélicoïdale à pas constant, comme surface travaillante des hélices propulsives.

132. — *Angle d'attaque apparent.* — Revenons à la figure 211, en considérant l'hélice comme engendrée par une génératrice rectiligne perpendiculaire à l'axe XX; prenons une aile, au moment où sa génératrice centrale O est perpendiculaire au plan de la figure.

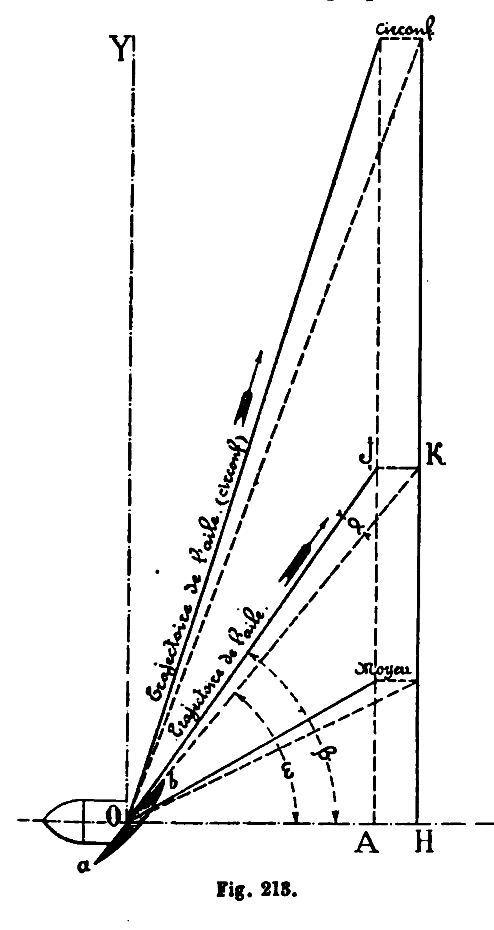


Fig. 213.

Soit ab, figure 213, la section transversale de l'aile en un point distant de l'axe de la longueur $\frac{d}{2}$. L'angle d'orientation ω, de l'arc d'hélice ab par rapport à l'axe XX, est, comme nous l'avons vu,

$$(2) \qquad \text{tang}\ \omega = \frac{\pi d}{H}.$$

Portons en OA une longueur égale à l'avance A, et élevons en A l'ordonnée AJ égale à la circonférence πd, ou HK. Le point central O de l'aile, à l'instant considéré, est animé de deux vitesses, l'une circonférentielle,

$$AJ \times \frac{60}{N},$$

l'autre rectiligne de translation,

$$OA \times \frac{60}{N}.$$

Sa vitesse résultante est donc représentée, en direction, par la diagonale OJ; elle fait avec l'axe

XX un angle β, que nous appellerons angle d'orientation de la trajectoire, et pour lequel nous trouvons,

(6) $$\text{tang}\,\beta = \frac{\pi d}{A}.$$

Cette vitesse a pour valeur absolue :

(7) $$\sqrt[2]{\pi^2 d^2 + A^2} \times \frac{60}{N}.$$

En vertu de cette vitesse OJ, l'aile *ab* attaque l'eau supposée immobile, sous l'angle d'incidence JOK, dont la valeur est,

(8) $$\alpha = \beta - \omega,$$

et qui se nomme *angle d'attaque apparent.*

L'angle d'attaque réel, de même que le recul réel, dépend du mouvement propre de l'eau sur laquelle agit l'hélice.

On peut voir facilement, figure 213, que l'angle d'attaque varie aux différents points de l'aile, contrairement à ce qui a lieu pour le recul. La figure 214 montre la série des valeurs de l'angle α, qui serait nul à l'axe même, qui est faible en O K_0, où l'ordonnée HK_0 représente la circonférence du moyeu, qui augmente jusqu'à un certain maximum en O K_n, qui diminue ensuite jusqu'à la circonférence extérieure de l'hélice, et qui, enfin, redeviendrait nul aux deux extrémités d'un diamètre de longueur infinie.

Fig. 214.

133. — *Calcul de l'angle d'attaque en fonction du recul. Diamètre donnant l'angle d'attaque maximum.* — Nous avons, pour déterminer

la valeur de l'angle α, en fonction des angles d'orientation ω, β, de l'aile et de sa trajectoire, l'équation,

$$(9) \qquad \text{tang}\,\alpha = \text{tang}\,(\beta - \omega) = \frac{\text{tang}\,\beta - \text{tang}\,\omega}{1 - \text{tang}\,\beta\,\text{tang}\,\omega}.$$

La valeur de tang β, en fonction du recul, est

$$(6\ bis) \qquad \text{tang}\,\beta = \frac{H\,(1 - \rho)}{\pi d}.$$

Les deux équations (2) et (6 *bis*) conduisent, pour la valeur de tang α, à l'expression,

$$(10) \qquad \text{tang}\,\alpha = \pi \rho \frac{d}{H} \times \frac{1}{1 - \rho + \left(\pi \frac{d}{H}\right)^2}.$$

L'angle d'attaque est ainsi fonction de deux variables, le recul ρ commun à toute la surface de l'hélice, le rapport du pas H au diamètre d au point de l'aile considéré.

L'angle α, que nous pouvons substituer à sa tangente, est sensiblement proportionnel au recul, car ρ est tout à fait négligeable, dans le dénominateur de tang α, en présence de $1 + \left(\pi \frac{d}{H}\right)^2$. Il résulte de là, que la pression normale de l'eau sur les ailes, proportionnelle à sin α, doit être proportionnelle au recul ρ.

La loi qui lie α au rapport $\frac{d}{H}$ est plus compliquée ; mais elle a moins d'importance, parce que le rapport $\frac{d}{H}$, en des points homologues d'hélices semblables, ne varie pas, comme le recul. Près de la circonférence, lorsque $\left(\pi \frac{d}{H}\right)^2$ atteint une valeur égale ou supérieure à six, $1 - \rho$ lui-même devient négligeable au dénominateur ; l'angle d'attaque à la circonférence, où nous appellerons m le rapport de H à D, est donc à peu près égal à

$$(10\ bis) \qquad \frac{\rho}{\pi \frac{D}{H}} = \rho \frac{m}{\pi}$$

Le tableau XXI et les courbes de la figure 215 donnent les valeurs

de α pour toutes les valeurs de $\frac{H}{d}$ et de ρ, que l'on peut avoir à considérer dans la pratique.

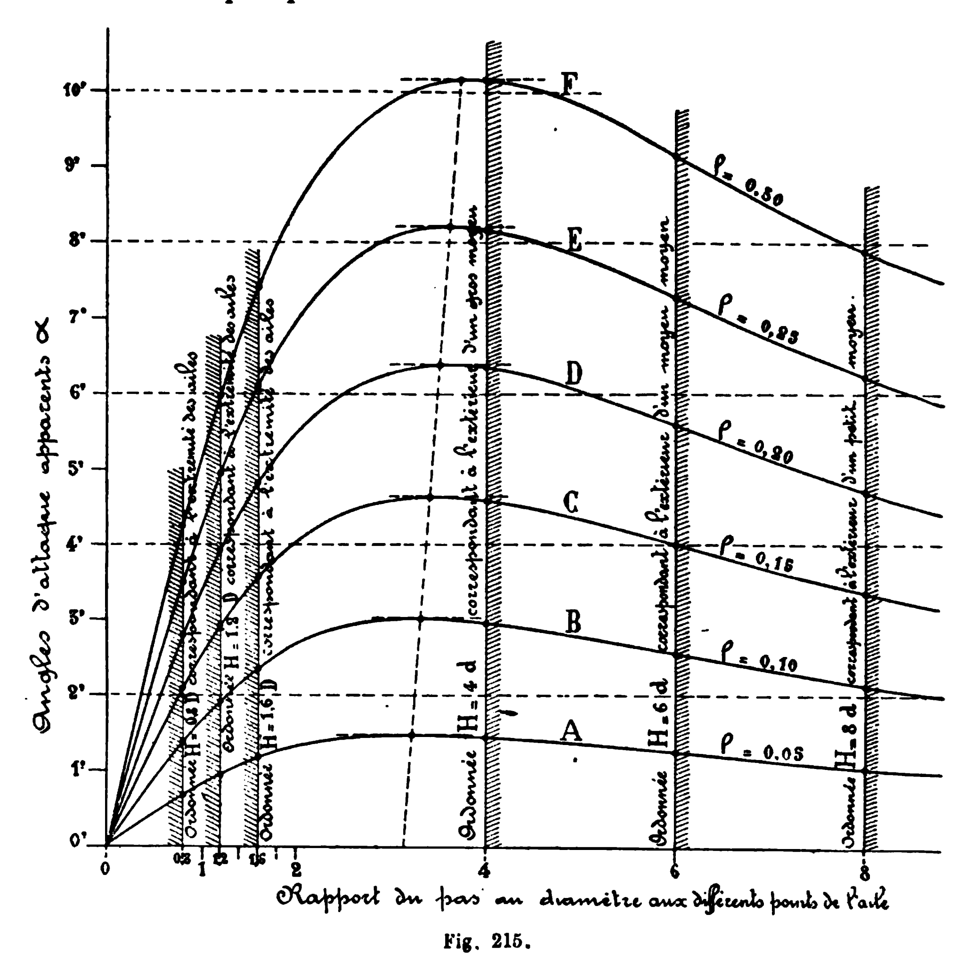


Fig. 215.

La portion utile de la figure 215 est celle dont les abscisses sont comprises entre les deux limites 1, 2, valeur assez habituelle du rapport du pas au diamètre extérieur, et 6, valeur extrême du rapport du pas au diamètre du moyeu. Elle est bornée, d'autre part, par les deux courbes $\rho = 0{,}05$ et $\rho = 0{,}15$, valeurs entre lesquelles le recul est généralement compris. On peut remarquer sur la figure que, le long des courbes intéressantes à considérer, l'angle d'attaque α varie assez peu, de la circonférence au moyeu.

Sur la figure 215, les points des différentes courbes présentant la tangente horizontale, qui correspondent au maximum de α, ont été

déterminés graphiquement. Ces points paraissent être sur une ligne droite, dont l'équation, dans le système de coordonnées de la figure, serait

(11) $$\alpha = 18{,}08\left(\frac{H}{d} - 3{,}14\right) = 5{,}8\ \pi\left(\frac{H}{\pi d} - 1\right).$$

En rapportant les mêmes valeurs de α aux valeurs de ρ correspondantes, nous trouverions, de même, la relation empirique,

(11 *bis*) $$\alpha = 1{,}58 + 28{,}6\ \rho.$$

Mais nous pouvons déterminer exactement le maximum de α, en différentiant l'équation (10), mise sous la forme plus commode,

(10 *ter*) $$\operatorname{tang} \alpha = \frac{\rho \frac{H}{\pi d}}{1 + (1+\rho)\left(\frac{H}{\pi d}\right)^2},$$

le rapport $\frac{H}{d}$ étant pris pour variable.

Nous trouvons, après simplification,

$$1 - (1-\rho)\left(\frac{H}{\pi d}\right)^2 = 0.$$

Le maximum de α correspond donc à un rapport du pas au diamètre déterminé par l'équation,

(12) $$\frac{H}{d} = \frac{\pi}{\sqrt{1-\rho}},$$

ou à un diamètre d ayant pour expression,

(12 *bis*) $$d = \frac{H\sqrt{1-\rho}}{\pi}.$$

La valeur du maximum de tang α est,

(13) $$\operatorname{tang} \alpha = \frac{\rho}{2\sqrt{1-\rho}},$$

ou, en remplaçant ρ par sa valeur en fonction de $\frac{H}{d}$, donnée par l'équation (11),

(14) $$\operatorname{tang} \alpha = \frac{1}{2}\left(\frac{H}{\pi d} - \frac{\pi d}{H}\right) = \frac{\pi d}{2H}\left\{\left(\frac{H}{\pi d}\right)^2 - 1\right\}.$$

Il convient de s'en tenir à ces dernières équations et d'abandonner les expressions approximatives (11) et (11 *bis*).

En attribuant à ρ la valeur assez habituelle 0,1, l'équation (13) donne, pour le maximum de α,

$$\alpha = 3°1'.$$

L'équation (12) donne, pour le diamètre correspondant, le rapport

$$\frac{H}{d} = 3,311.$$

Si l'hélice présente, pour son diamètre extérieur D, la valeur usuelle,

$$\frac{H}{D} = 1,2,$$

nous trouvons, d'après les nombres précédents,

$$\frac{d}{D} = 2,76.$$

Le maximum de l'angle d'attaque apparent, dont la valeur n'est que de 3° environ, se rencontre donc à peu près au tiers du rayon.

134. — *Influence de la vitesse circonférentielle sur l'angle d'attaque minimum.* — La vitesse circonférentielle U est une des données géométriques importantes du mouvement des hélices, parce qu'elle détermine la valeur maximum des résistances dues au frottement de l'eau. Elle intervient aussi dans l'action du propulseur, en déterminant l'angle d'attaque minimum, qui est l'angle d'attaque à la circonférence.

Nous remarquerons d'abord, à ce sujet, que les deux équations,

$$U = \frac{\pi ND}{60},$$

$$V_m = \frac{NH(1-\rho)}{60},$$

donnent, pour le rapport U à V_m, l'expression,

$$\frac{U}{V_m} = \pi \frac{D}{H(1-\rho)}, \tag{15}$$

montrant que ce rapport diffère peu de π. Nous trouverions exactement $U = \pi V_m$, en supposant,

$$\frac{H}{D} = 1,2 \text{ et } \rho = 0,166.$$

L'équation (15) donne

$$\frac{D}{H} = \frac{1-\rho}{\pi} \frac{U}{V_m}. \tag{16}$$

En transportant cette valeur dans l'équation (10), nous trouvons, pour l'angle d'attaque à la circonférence,

$$(17)\qquad \text{tang}\,\alpha = \rho\,(1-\rho)\,\frac{U}{V_m}\,\frac{1}{1-\rho+\left\{\frac{U}{V_m}(1-\rho)\right\}^2}.$$

En négligeant, au dénominateur, le terme 1 — ρ, inférieur à l'unité, en présence d'un terme peu différent de π^2, cette expression devient,

$$(18)\qquad \text{tang}\,\alpha = \frac{\rho}{1-\rho}\,\frac{V_m}{U}.$$

L'angle d'attaque minimum est donc inversement proportionnel à la vitesse circonférentielle.

§ 2. — Fonctionnement mécanique des hélices. Moment résistant.

135. — *Conditions auxquelles doit satisfaire le travail mécanique d'une hélice.* — L'hélice d'un navire doit satisfaire à deux conditions indépendantes l'une de l'autre, savoir :

1° Elle doit donner un moment résistant égal au moment moteur ; en d'autres termes, elle doit produire un travail résistant égal au travail moteur F' ou u F, qui lui est transmis par l'arbre.

2° Elle doit avoir un rendement mécanique u_1 aussi voisin que possible de l'unité, dans la transformation du travail moteur de l'arbre F', en travail de propulsion utile F'', ou travail de la poussée R,

$$(19)\qquad u_1\,F' = F'' = RV_m.$$

En déterminant les éléments des hélices, de manière à obtenir exactement le moment de résistance nécessaire pour le nombre de tours prévu de la machine, on peut se trouver conduit à sortir des dimensions les plus favorables au rendement. Les deux conditions à remplir sont donc quelquefois contradictoires.

Les deux caractéristiques d'une hélice au point de vue dynamique, moment résistant $\mathfrak{M}$ et rendement u_1, sont liées aux paramètres géométriques, pas, diamètre, fraction de pas, recul, angle d'attaque, vitesse circonférentielle, etc., par des relations étroites, dont les unes peuvent être indiquées par le raisonnement, dont les autres sont établies par l'expérience, et dont l'ensemble forme la théorie de l'hélice dans son état actuel.

En général, les règles concernant la valeur du moment résistant ont été fournies avec précision par l'expérience. Par suite, on s'est assez peu préoccupé d'appliquer à leur recherche les lois fort incertaines de l'hydrodynamique, qui n'auraient sans doute conduit à rien de pratique.

Pour le rendement mécanique, au contraire, l'observation ne fournit que des résultats douteux ou insuffisants. On est donc obligé, en attendant des expériences précises, de joindre, à ces données défectueuses, tout ce qu'il est possible de demander au raisonnement et au calcul.

Il a été beaucoup discuté sur la nature du mouvement que l'hélice imprime à l'eau. L'aspiration à l'avant se fait en éventail, suivant un angle très ouvert, 180° environ dans la marche au point fixe. L'eau paraît rejetée à l'arrière en colonne presque cylindrique. Le mouvement du centre à la circonférence se manifeste par une intumescence à la surface. Les recherches sur le mouvement de l'eau n'ont d'ailleurs conduit à aucune conclusion pratique.

136. — *Résistance à la rotation. Loi de Moll et Bourgois.* — La première condition, que doit remplir une hélice, est de présenter un moment de résistance à la rotation $\mathcal{M}$ égal au moment moteur de la machine, avec le nombre de tours N prévu.

En multipliant le moment résistant et le moment moteur par la vitesse angulaire, nous pouvons substituer l'égalité des travaux à celle des moments, ce qui nous donne,

(20) $$\mathcal{M}\frac{\pi N}{60} = F' = uF,$$

ou, en remplaçant le travail indiqué F par sa valeur connue,

(20 *bis*) $$\mathcal{M}\frac{\pi N}{60} = u \times 3{,}49\ D^2CNp.$$

L'égalité des moments est exprimée par l'équation,

(21) $$\mathcal{M} = u\frac{60}{\pi}\,3{,}49\ D^2Cp.$$

Or le moment $\mathcal{M}$, sur le navire en route libre, peut être regardé comme proportionnel au carré du nombre de tours de l'hélice N. Les changements de valeur de u, à supposer qu'ils ne soient pas négligeables, sont contre-balancés par ceux du rapport de $\mathcal{M}$ à N^2. L'équa-

tion (21), pour un navire donné, D et C étant constants, se trouve ainsi ramenée à la forme très simple,

$$N^2 = Qp,$$

(22) $$\frac{N^2}{p} = Q,$$

Q étant un coefficient constant pour chaque navire.

La formule fondamentale (22) a reçu, en France, le nom de loi de Moll et Bourgois, parce qu'elle a été établie et discutée, dans les premières expériences sur les hélices, exécutées à bord du *Pélican* par MM. Moll et Bourgois.

La formule (22) peut s'écrire,

(22 *bis*) $$\frac{N^3}{F} = \text{constante}.$$

Rapprochée, sous cette forme, de l'expression de la vitesse,

(23) $$V_n = M \sqrt[3]{\frac{F}{B^2}},$$

(23 *bis*) $$\frac{V^3_n}{F} = \frac{M^3}{B^2},$$

elle donne, en supposant M constant comme Q,

$$\frac{V^3_n}{N^3} = \text{constante}.$$

La proportionnalité de la vitesse au nombre de tours indique que l'avance et le recul sont des constantes, au degré d'approximation que comportent les équations (22) et (23 *bis*). La constance du recul et, par suite, de l'angle d'attaque, conduirait réciproquement à regarder le moment $\mathfrak{M}$ comme proportionnel au carré du nombre de tours N. Les principales règles empiriques admises se justifient ainsi les unes par les autres.

Le rapport Q diminue un peu quand la résistance du navire à la marche R, et, par suite, le recul de l'hélice ρ, augmentent pour une cause quelconque. Ce rapport subit donc l'influence du tirant d'eau, pour un même navire, et celle de la surface du maître-couple B^2, pour des navires différents. Il conviendrait de rapporter la valeur de Q à celle de la *résistance relative* de l'hélice O,

(24) $$O = \frac{1}{4}\frac{\pi D^2}{B^2},$$

rapport de sa surface de disque à la section du maître-couple du navire. Mais, sur un navire donné, tout au moins, les variations de Q, en fonction de la résistance relative O, sont toujours faibles. Ainsi, dans les expériences au point fixe, autrefois très usitées, c'est-à-dire avec une résistance relative infinie, le nombre de tours N n'est pas inférieur de plus du sixième, à ce qu'il est en route libre pour une même ordonnée moyenne p.

En passant d'un navire à l'autre, les changements de valeur de Q dépendent de circonstances indépendantes de la résistance relative. Nous verrons, au numéro 137, comment M. Moll fait intervenir cette résistance dans l'expression empirique de Q.

La loi de Moll et Bourgois conduit à la conclusion assez bien vérifiée, que, par gros temps, quand la vitesse du navire diminue, la puissance développée F reste à peu près la même, et que, par suite, la consommation de charbon par mille parcouru croît sensiblement dans un rapport inverse à celui des vitesses. Sur les navires à roues, le recul restant constant, la puissance et la consommation diminuaient, au contraire, comme la vitesse. Cette considération, invoquée autrefois en faveur des roues, n'a plus d'importance pour les grands navires actuels, cuirassés et surtout paquebots, dont la vitesse est peu influencée par l'état de la mer ; on ferait plutôt un mérite, aux machines à hélice, de conserver leur puissance par gros temps.

Remarquons, en terminant, que la loi de Moll et Bourgois n'est pas conforme aux règles de similitude.

La vitesse du navire en mètres,

$$V_m = \frac{N}{60} H (1 - \rho),$$

qui devient, exprimée en nœuds de $0^m,5144$ par seconde,

$$V_n = \frac{NH (1 - \rho)}{30,86},$$

doit, en effet, satisfaire à l'équation (23), laquelle n'a rien de contraire au principe de la similitude dynamique. Nous tirons de là,

$$\text{(25)} \qquad \frac{F}{N^3} = B^2 H^3 \left(\frac{1 - \rho}{30,86\, M}\right)^3.$$

La constance exacte du rapport Q supposerait donc le pas H inversement proportionnel à la puissance deux tiers du coefficient de similitude des carènes λ, condition qui n'est évidemment pas remplie.

137. — *Expression empirique de M. Moll, pour le travail résistant.*— Dans l'étude des hélices, qu'il a poursuivie avec persévérance pendant

toute sa carrière, M. Moll s'est attaché surtout à déterminer la valeur de la constante,

$$\frac{F}{N^3} = S,$$

propre à chaque navire et à chaque hélice, d'une manière suffisamment exacte pour les applications. Nous lui sommes redevables, en France, d'avoir presque toujours, du premier coup, doté nos bâtiments des hélices propres à faire donner aux machines le nombre de tours N prévu pour leur puissance maximum.

Les trois éléments, dont le rapport S doit dépendre, sont évidemment le diamètre D, le pas moyen H et la fraction de pas f. M. Moll a déterminé avec soin, par des comparaisons nombreuses, l'exposant à leur attribuer dans l'expression empirique de S. Il a tenu compte, par un facteur spécial, de la répartition de la fraction de pas totale f entre un nombre d'ailes n plus ou moins grand. Enfin, il a fait indirectement une part à l'influence du recul et du mouvement de translation qui modifie la résistance à la rotation, en introduisant aussi, comme facteur, la résistance relative avec l'exposant qui lui convient.

La formule, à laquelle M. Moll s'est arrêté en dernier lieu, est,

$$(26) \qquad \frac{F}{N^3} = E\left(\frac{B^2}{D^2}\right)^{\frac{1}{3}} H^4\, D^3\, f^{\frac{1}{3}}\, n^{\frac{1}{6}}.$$

Pour les applications pratiques, il n'y a pas de motif de distinguer le facteur D^3, qui, avec N^3, représente la proportionnalité du travail résistant au cube des vitesses, et le facteur en D^2 qui figure dans la résistance relative. Il convient donc d'écrire l'équation (26) sous la forme,

$$(27) \qquad F = E\,(B^2)^{\frac{1}{3}}\, N^3\, D^{\frac{7}{3}}\, H^4\, f^{\frac{1}{3}}\, n^{\frac{1}{6}}\,;$$

F est le travail en chevaux indiqués ;

E est le coefficient de résistance de l'hélice à la rotation.

M. Doyère a étendu la formule qui précède aux différentes allures d'une machine, en y introduisant un facteur fonction de la vitesse du navire. De plus, il a fait intervenir, dans le coefficient de résistance E, la forme des ailes exprimée par un facteur

$$\Sigma \cos \omega\, ds,$$

qu'il appelle surface efficace. Sa formule finale, un peu plus compliquée que (27), paraît susceptible d'une grande précision.

Nous nous en tiendrons, dans le numéro 138 et le tableau XXII, à la formule de M. Moll appliquée aux résultats des marches à toute vitesse. La constante E semble à première vue varier notablement ; mais, en consi-

dérant la racine cubique de E, à laquelle N est proportionnel, on voit que la formule permet de déterminer N avec une précision suffisante, pour bien remplir l'office auquel elle est destinée. Les seules réserves importantes porteraient sur les cas où l'immersion de l'hélice est trop faible. La formule suppose que l'hélice tourne dans de l'eau parfaitement compacte, c'est-à-dire sous une charge d'au moins $1^m,50$ pour les grands navires, avec les vitesses de rotation actuelles. Dès que l'immersion est insuffisante pour assurer la continuité de la masse liquide, le moment de résistance s'abaisse subitement, d'une manière assez prononcée.

Il ne faut pas perdre de vue que la formule (27) a été établie, il y a plus de trente-cinq ans. L'exactitude avec laquelle elle a été appliquée, depuis lors, à toutes les classes de navires et de machines, en attribuant à E, dans chaque cas, la valeur convenable, assure donc des garanties sérieuses pour les applications nouvelles à en faire.

Si l'on voulait considérer l'équation (27) comme donnant une expression empirique du travail résistant de l'hélice à la rotation, il suffirait d'en multiplier les deux membres, par le rendement mécanique *u* de la machine étudié au chapitre VII.

138. — *Applications numériques de la formule de M. Moll.* — Le tableau suivant donne d'abord la valeur du coefficient E calculée à Cherbourg, de 1865 à 1875, pour quatorze navires de l'ancienne flotte.

TABLEAU XXII

1° *Bâtiments de guerre de l'ancienne flotte* (*à une seule hélice*).

Noms des bâtiments	F	B^2	N	H	D	f	n	$E \times 10^8$	$\sqrt{E \times 10^8}$
	chev.	m²	t.	m.	m.				
Suffren	4.181	119,94	63,9	7,50	6 »	0,17	4	127	5,03
Flandre . . .	3.537	101,50	53,9	8,65	6,10	0,16	4	139	5,18
Savoie	3.323	83,50	55,1	8,25	6 »	0,16	4	149	5,30
Mytho . . .	2 614	76,18	75,7	5,90	5,50	0,12	4	123	4,97
La Clochetterie . .	1.985,3	40,10	94,3	4,90	4,20	0,16	4	148	5,29
Infernet	1.784	39,21	95,4	4,90	4,20	0,16	4	129	5,05
Sané	1.967	35,80	95,5	5,107	4,204	0,1652	4	134	5,12
Château-Renaud n° 1	1.592	35,81	75,7	5,70	4,50	0,16	4	149	5,30
Château-Renaud n° 2	1.702	35,70	80,2	5,70	4,20	0,16	4	158	5,41
Bouvet	609	21,03	97,7	4,80	2,90	0,24	2	123	4,97
Lamothe-Piquet . .	400	17,30	107	4,13	2,60	0,24	2	144	5,24
Cuvier	365	12,7	89	5 »	2,50	0,30	4	124	4,99
Etincelle . . .	227	15,8	102,2	3,60	2,098	0,31	4	136	5,14
Caronade . . .	75,7	4,78	235,6	1,34	1,16	0,32	4	157	5,40
Lance	56,8	5,30	212,5	1,34	1,16	0,32	4	155	5,37
Moyennes . . .	......	......	....	....	....	.....	.	140	5,18

A l'exception du *Mytho*, ces bâtiments ont aujourd'hui disparu de la *Marine.*

Toutes les hélices de ce tableau avaient entre elles une grande ressemblance, à l'exception de celle du *Bouvet*, construite suivant le système Mangin, et de celle du *Mytho* qui se rapprochait quelque peu des formes actuelles. Toutes avaient à peu près la forme d'ailes représentée figure 219, avec des génératrices droites, normales à l'arbre, et une fraction de pas à peu près constante sur toute la longueur des ailes.

Dans les tableaux qui suivent, il a fallu adopter une convention pour la supputation de la fraction de pas *f*. En effet, depuis 1875, la forme des ailes a changé. La fraction de pas va toujours en diminuant à partir de la moitié de la longueur des ailes, parfois même à partir du moyeu, de telle sorte qu'à la circonférence, la fraction de pas n'est plus guère que le tiers de ce qu'elle est au milieu du rayon. L'usage est de prendre pour fraction de pas, dans la formule de Moll, la moyenne des trois valeurs mesurées à la moitié, aux trois quarts, et aux quinze seizièmes du rayon. Cette moyenne est beaucoup plus élevée que la fraction de pas prise, comme faisait M. Moll, à l'extrémité des ailes, en y supposant les angles aigus; elle conduit donc à des valeurs plus fortes du coefficient E.

La règle qui précède a été suivie pour tous les calculs ci-après, sauf dans la septième partie du tableau XXII.

Les exemples de bâtiments modernes à une seule hélice ne peuvent être pris que parmi les paquebots; tous les navires de guerre ont maintenant plusieurs hélices.

TABLEAU XXII

2° *Paquebots modernes à une seule hélice.*

Noms des bâtiments	F	B^2	N	H	D	f	n	$E \times 10^6$	$\sqrt[3]{E \times 10^6}$
	chev.	m²	t.	m	m.				
Champagne, N° 1	9.390	82,20	61,6	10 »	7 »	0,244	4	125	5 »
Champagne, N° 2	7.240	83 »	71,8	7,31	7 »	0,252	4	113	4,84
Normandie, N° 1	6.897	81,65	59,3	9,45	6,70	0,250	4	127	5,03
Normandie, N° 2	6.255	82 »	59,7	9,17	6,80	0,229	4	119	4,92
Versailles	4.632	78,80	66,5	8,55	5,55	0,180	4	107	4,75
Général-Chanzy	8.948	39,73	93 »	6,58	4,90	0,192	4	114	4,85
France	2.967	72,30	60 »	7,95	5,60	0,283	4	113	4,84
Amérique	2.883	71,15	58,6	7,85	5,70	0,283	4	117	4,89
Saint-Germain	2.377	62 »	54,3	7,90	6 »	0,283	4	111	4,81
								119	4,88

Nous arrivons maintenant aux bâtiments à hélices multiples, pour lesquels la valeur de F est celle correspondant à une seule des hélices ; la surface du maître-couple B², qui doit figurer dans la formule (27), est également la moitié ou le tiers seulement de la surface totale, suivant le nombre des hélices.

Le coefficient E, ainsi déterminé en attribuant à chaque hélice la fraction de la surface du maître-couple B² qui lui revient, paraît varier légèrement avec le nombre des hélices. Les différences proviennent probablement de la position des hélices, plus que de la correction de B². La valeur de E est, en effet, sensiblement moindre pour les hélices latérales que pour l'hélice centrale, sur les quatre premiers bâtiments qui figurent dans la cinquième partie du tableau XXII ; le *Dupuy-de-Lôme* fait seul exception.

TABLEAU XXII

3° *Paquebots modernes à deux hélices*

Noms des Bâtiments	F	B²	N	H	D	f	n	E × 10⁸	$\sqrt[3]{E \times 10^8}$
	chev.	m²	t.	m.	m.				
Kaiser-Wilhelm-der Grosse	14.200	$\frac{142}{2}$	77,2	10 »	6,80	0,238	3	114	4,85
Touraine	6.033	$\frac{103,8}{2}$	77,5	8,74	6 »	0,204	3	98	4,61
Navarre	3 300	$\frac{79,2}{2}$	90,3	6,61	4,70	0,283	4	90	4,48
Washington . . .	1.518	$\frac{71,9}{2}$	66,9	6,70	4,60	0,207	4	130	5,07
Moyennes . . .	......	.....	....	.....	....	.....	...	108	4,75

La flotte de guerre française fournit les modèles les plus variés de bâtiments à deux hélices ; nous y joindrons, comme exemples étrangers, le croiseur des Etats-Unis le *New-York*, une canonnière hollandaise le *Nias* et le croiseur anglais l'*Iris*, avec les quatre hélices dont nous verrons le rendement au numéro 142.

Pour les bâtiments à trois hélices, les données permettant de calculer la valeur de E sont beaucoup moins abondantes. Nous donnerons, dans la cinquième partie du tableau, les principaux résultats connus. Les hélices latérales et l'hélice centrale sont nécessairement l'objet de calculs séparés.

TABLEAU XXII

4° Bâtiments de guerre à deux hélices

Noms des Bâtiments	F	B²	N	H	D	f	n	$E \times 10^8$	$\sqrt[3]{E \times 10^8}$
	chev.	m²	t.	m.	m				
Carnot	8 172	$\frac{156,1}{2}$	106 »	6,156	5,300	0,300	3	108	4,76
Charles-Martel . .	7.465	$\frac{148,66}{2}$	96,8	6,207	5,700	0,270	3	113	4,84
Brennus	6.975	$\frac{143,54}{2}$	91,9	6,668	5,400	0,260	4	118	4,91
Cassard.	5.060	$\frac{66,39}{2}$	136,5	5,100	4,500	0,285	3	90	4,48
Bugeaud	4.957	$\frac{65,02}{2}$	133,9	4,975	4,456	0,316	3	98	4,61
Friant	4.812	$\frac{65,30}{2}$	126,5	5,040	4,700	0,200	3	113	4,84
Du Chayla . . .	4.787	$\frac{66,32}{2}$	144,4	4,662	4,300	0,300	3	95	4,56
Jean-Bart	3.921	$\frac{58,02}{2}$	116,7	5,454	4,600	0,170	3	102	4,67
Lavoisier	3.713	$\frac{35,65}{2}$	173,7	4,098	3,600	0,240	3	109	4,78
Galilée	3.501	$\frac{34,30}{2}$	164 »	4,099	3,600	0,300	3	122	4,96
Cassini.	2.806	$\frac{18,62}{2}$	270,2	2,900	2,600	0,450	4	89,5	4,47
D'Iberville	2.618	$\frac{17,56}{2}$	291,7	2,637	2,300	0,440	4	110	4,79
Moyennes. . .	....	.....	......	....	....	....	..	106 »	4,72
New-York. . . .	8.656	$\frac{125,41}{2}$	134,82	6,401	4,877	0,280	3	69	4,10
Iris (hélice n° 1) . .	3 501	$\frac{65,03}{2}$	91 »	5,740	5,651	0,300	4	92	4,52
» n° 2) . .	2.184	d°	88,9	5,740	5,651	0,150	2	87	4,43
» n° 3) . .	3.857	d°	97,2	6,109	4,966	0,270	4	105	4,72
» n° 4) . .	3.778	d°	93,2	6,490	5,524	0,190	2	100	4,64
Nias.	622	$\frac{25}{2}$	208,2	2,371	2,134	0,420	4	95	4,56
Moyennes. . .	....	.....	....	.....	..	....	.	91	4,50

TABLEAU XXII

5° *Bâtiments à trois hélices* (*tous navires de guerre*)

Noms des Bâtiments		F	B²	N	H	D	f	n	E × 10⁸	∛(E × 10⁸)
		chev.	m²	t.	m.	m.				
Bouvet. . . .	C	4.937	184,6 / 3	124,2	4,977	4,400	0,300	3	109	4,78
	L	5.038	d°	123,5	5,097	4,500	0,300	3	98	4,62
Charlemagne. .	C	3.917	135,32 / 3	115,7	5, »	4,200	0,270	3	128	5,04
	L	3.795	d°	121,4	5, »	4,200	0,240	3	112	4,82
Minneapolis . .	C	7.375	104,5 / 3	132,2	6,584	4,419	0,280	3	95	4,56
	L	6.726	d°	132,3	6,706	4,572	0,280	3	77	4,26
Columbia. . .	C	5.906	104 / 3	127,7	6,550	4,267	0,280	3	93	4,53
	L	6.697	d°	134,0	6,550	4,572	0,280	3	78	4,27
Dupuy-de-Lôme .	C	3.973	87,6 / 3	134,2	4,800	4,100	0,214	3	120	4,93
	L	4.606	d°	139,2	5,010	4,003	0,215	3	122	4,96
Moyennes	Centrales . .	.....	....	.. ..	.....	....			109	4,76
	Latérales . .	.....	.....	.....	.....	.....	.		97	4,58

Nous avons réuni, dans un dernier tableau, ce qui concerne les torpilleurs et les canots, en séparant toutefois les premiers des seconds, et en mettant à part deux embarcations à moteur électrique, remarquables par le très grand nombre de tours.

Nous n'avons à faire, sur la manière d'appliquer la formule (27) à la détermination des éléments des hélices, qu'une observation de quelque importance; elle porte sur le calcul de la fraction de pas f indiqué plus haut.

Il est évident que, pour tenir compte de la forme des ailes d'hélices, il faut attribuer, à chaque élément de surface, un coefficient d'importance proportionnel au carré du rayon r^2 dans le calcul de la résis-

Tableau XXII

6° Torpilleurs et embarcations

Noms des Bâtiments	F	B^2	N	H	D	f	n	$E \times 10^6$	$\sqrt[3]{E \times 10^6}$
	chev.	m²	t.	m.	m.				
Durandal	2.800	$\frac{8,36}{2}$	310	3,192	2,300	0,88	4	89	4,47
Forban	2.000	$\frac{4,82}{2}$	365	3,080	1,800	0,220	3	113	4,84
Dragon	1.594	$\frac{4,27}{2}$	349	2,428	1,736	0,240	3	187	5,72
Torpilleur 189. . .	1.558	3,21	352	2,428	2,040	0,204	3	111	4,81
Chevalier	1.450	$\frac{4 »}{2}$	348	2,760	1,785	0,210	3	130	5,07
Coureur.	775	$\frac{4,07}{2}$	381	2,532	1,360	0,325	3	107	4,74
Moyennes. . .	....	....	.....	.....	.....	.....	..	123	4,94
Vedette du *Cécille*. .	80	0,90	478	1,020	0,900	0,240	3	129	5,07
Vedette Chaligny .	41	0,98	355	1,000	0,884	0,428	4	129	5,07
Canot du *d'Assas*. .	20	0,66	377	0,860	0,664	0,366	4	166	5,50
Moyennes. . .	.....	....	.....	.....	.....	.....	..	141	5,21
Canot électrique . .	12	1,16	910	0,335	0,481	0,16	2	120,5	4,94
Baleinière électrique .	4,2	0,44	1.703	0,116	0,265	0,21	3	267	6,64
Moyennes. .	.....	.....	.. .	.....	.....	.....	..	194	5,79

tance, et proportionnel au cube du rayon r^3 dans le calcul du travail. Il conviendrait donc, au lieu de prendre simplement la moyenne arithmétique entre les fractions de pas aux différents points de l'aile, de calculer

(28) $$f' = \frac{\Sigma f r^3}{\Sigma r^3}.$$

Le tableau suivant a été préparé avec des f ainsi calculés.

TABLEAU XXII

7° *Coefficients de résistance obtenus en calculant f avec la formule* (28)

Noms des bâtiments	F	B²	N	H	D	f	n	$E \times 10^8$	$\sqrt[3]{E \times 10^8}$
	chev.	m²	t	m.	m.				
Colossus . . .	5.886	$\frac{144,9}{2}$	107,2	5,920	4,720	0,344	4	99	4,63
Impérieuse . . .	5.161	$\frac{117,6}{2}$	88,0	6,710	5,490	0,264	4	101	4,66
Mersey . . .	4.810	$\frac{92,9}{2}$	120,0	5,640	4,420	0,258	3	89	4,47
Mercury. . . .	3.123	$\frac{69,1}{2}$	122,6	5,330	3,960	0,258	3	99	4,63
Scout	1.579	$\frac{40,7}{2}$	150,4	3,850	3,200	0,228	3	104	4,70
Alacrity. . . .	1.548	$\frac{36,5}{2}$	132,1	4,520	3,350	0,228	3	100	4,64
Moyennes . . .	.....	.....	.....	.....	.....	.....	..	99	4,62

Dans ce tableau, il faut mettre à part la *Mersey*, dont l'hélice n'avait qu'une immersion tout à fait insuffisante de $0^m,316$, au moment de l'essai, ce qui a dû réduire la valeur de E.

Pour tous les autres navires, les valeurs de E présentent un degré d'uniformité remarquable, qui est tout en faveur de l'adoption de la formule (28). La valeur moyenne de $\sqrt[3]{E\ 10^8}$ est 4,652 ; les valeurs individuelles ne s'écartent pas de plus d'un pour cent de cette moyenne.

§ 3. — Rendement mécanique de l'hélice.

139. — *Difficulté de mesurer le rendement mécanique des hélices.* — La rareté des données expérimentales sur le rendement mécanique des hélices, signalée au numéro 135, s'explique par toutes les difficultés que l'on rencontre à distinguer, parmi les causes de ce rendement, et parmi ses effets, ce qui dépend de l'hélice seule, de tout ce qui provient de la carène et de la marche même du navire.

L'étude du moment de résistance est relativement simple, parce que ce moment est peu influencé par les éléments de la carène et la vitesse V du navire. Ainsi, la résistance relative O, dont l'effet est exprimé par

l'introduction du facteur B^2 dans les formules (26) et (27), fait à peine varier le coefficient $\sqrt[3]{E}$ d'un dixième, quand la vitesse du bâtiment passe, de la valeur normale, à zéro, dans une expérience au point fixe. Le rendement de l'hélice, au contraire, tombe à zéro, dans la marche au point fixe; il peut donc être modifié par des conditions de fonctionnement étrangères à l'hélice, bien plus qu'il ne l'est jamais par les éléments de l'hélice eux-mêmes. Par suite, on ne peut espérer trouver, pour exprimer le rendement mécanique, de loi claire et simple, telle que la loi de Moll et Bourgois, pour le moment résistant.

De plus, la valeur numérique du rendement ne se dégage d'aucun des relevés habituels d'expérience.

Dans l'équation fondamentale

$$u_1 F' = RV_m , \qquad (19)$$

qui lie la puissance sur l'arbre à la vitesse du navire en mètres, la résistance de la carène R est inconnue, tout autant que le rendement de l'hélice u_1. L'équation (19), qui devrait être, pour le rendement, ce que l'équation (22) est pour le moment résistant, n'est propre, en réalité, qu'à permettre d'estimer la valeur de R.

Si nous prenons pour point de départ l'équation (23), dans laquelle R a disparu, remplacé par sa valeur

$$R = k \cdot B^2 V_m^2 ,$$

les chiffres trouvés pour M ne nous éclairent pas davantage sur u_1. L'expression de M,

$$M = \frac{1}{0,5144} \sqrt[3]{\frac{uu_1}{k}} , \qquad (29)$$

renferme deux inconnues au moins, k et u_1. L'incertitude sur k remplace, sans aucun profit, l'incertitude sur R dans l'équation (19).

Non seulement la valeur numérique de u_1 n'est pas connue, mais sa valeur comparative d'une hélice à l'autre l'est rarement, parce que l'on a peu d'occasions d'étudier des hélices différentes sur un même navire, ou sur des navires identiques.

En somme, pour connaître u_1, il faut consacrer à sa recherche des expériences spéciales portant sur la mesure de R, qui sont trop coûteuses pour se répéter souvent. A défaut d'expériences de navires, on a eu recours à des expériences de modèles, qui paraissent avoir fourni quelques indications utiles aux Marines possédant le matériel d'études nécessaire.

Enfin, en l'absence d'expériences de navires suffisantes, et, à défaut d'expériences de modèles, qui n'ont pas été faites en France et ne seront peut-être jamais concluantes, le calcul reste comme dernier recours. La théorie dite du plan mince était déjà professée par M. Reech, et elle a été reprise après lui par beaucoup d'auteurs ; appliquée à l'étude simultanée du moment de résistance à la rotation $\mathfrak{M}$ et du rendement u_1, elle est restée stérile ; appliquée simplement par M. Drzewiecki à l'analyse du rendement, et appuyée de quelques données d'expérience, elle conduit à des conclusions plausibles.

Les principales données, dont le rendement mécanique des hélices dépend, sont les suivantes :

1° Rapport m du pas au diamètre,

2° Résistance relative O,

3° Fraction de pas f,

4° Nombre d'ailes n,

5° Vitesse circonférentielle U,

6° Immersion de l'hélice au bord supérieur I.

Le rapport m, duquel dépend l'orientation ω des ailes en chaque point, figure 213, est l'élément auquel on a attaché la plus grande importance et sur lequel on a le plus discuté.

Dans la résistance relative O, définie par la formule (24), n'entre pas l'effet certain de f et de n sur la poussée de l'hélice R, à laquelle est égale la résistance du navire représentée par B^2, parce que l'influence de f et de n sur le rendement est étudiée à part ; O représente seulement le rôle du diamètre D.

O, f, n, qui figurent dans la formule empirique du moment résistant avec des coefficients très faibles, sont au contraire des éléments importants, au point de vue du rendement.

La vitesse circonférentielle U, qui, sous la forme N D, est le principal facteur du moment résistant, intervient peu dans la détermination du rendement, sinon par l'établissement d'une valeur limite, au-dessus de laquelle elle ferait baisser très vite le rendement.

L'immersion I, liée à la vitesse circonférentielle U, intervient surtout, comme cette dernière, par une valeur limite, qui est un minimum. Quand elle tombe au-dessous du minimum indispensable, l'immersion prend subitement l'influence la plus funeste sur le rendement. Nous avons vu, à l'occasion du coefficient E de la *Mersey*, que l'immersion mériterait d'être également prise en considération pour le calcul du moment résistant, dans les cas où elle tombe au-dessous de la limite normale.

140. — ***Influence combinée du rapport du pas au diamètre et de l'angle d'attaque.*** — Reprenons la figure 213, en y considérant OA et AJ comme représentant la vitesse du navire V et la vitesse circonférentielle U d'un élément *a b* de l'hélice. La vitesse absolue dans l'espace est OJ. Soient Φ et φ les deux composantes de la résistance à la marche correspondant à l'angle d'incidence α, figure 216, Φ perpendiculairement à la trajectoire OJ et φ dans le sens de cette trajectoire ; soit μ le rapport de φ à Φ.

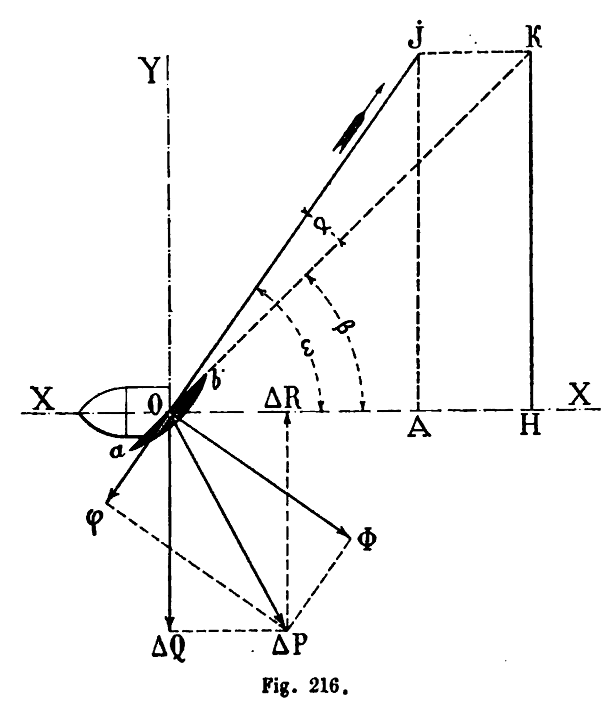


Fig. 216.

S'il s'agissait du mouvement d'un plan mince, ou d'un corps symétrique par rapport aux lignes d'orientation, la composante Φ serait nulle pour $\alpha = o$ et pour $\alpha = 90°$; le rapport μ partirait ainsi de l'infini pour revenir à l'infini, après avoir nécessairement passé par un minimum. La valeur de ce minimum de μ, dans le cas du plan mince, est estimée à 0,08 environ, et elle paraît correspondre à un angle d'attaque α voisin de 3° ; ce rapport minimum μ et l'angle α doivent varier d'ailleurs avec la longueur *ab*, c'est-à-dire avec la fraction de pas de l'hélice, et aussi avec la vitesse de rencontre de l'eau et du plan mince.

Pour un élément d'hélice présentant la section de forme habituelle, la composante φ est plus forte que pour un plan mince. Le minimum de μ se trouve accru ; il doit être d'autant plus élevé, et correspondre à un

angle α d'autant plus grand, que l'élément considéré est plus proche du moyeu. La résistance due à l'épaisseur de l'aile n'augmente, en effet, que la composante φ.

La figure 217 représente les variations probables de μ en fonction de α, la courbe A pour le plan mince, la courbe B pour l'extrémité des ailes, la courbe C dans les environs du moyeu. A gauche de la figure, A part de l'infini ; B et C partent de valeurs initiales finies. A droite de la figure, les trois courbes s'élèvent vers l'infini. Aux environs de son minimum, le rapport μ varie très peu en fonction de l'angle α.

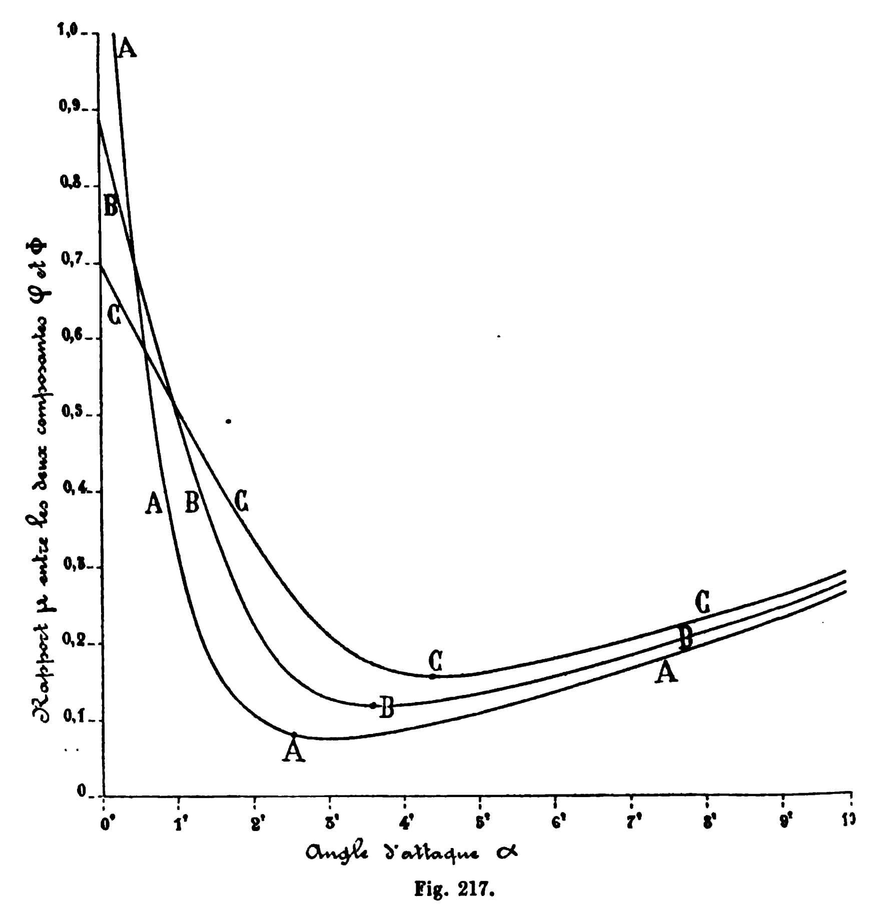


Fig. 217.

La résistance totale de l'eau ΔP sur l'élément de la surface d'aile considéré, figure 216, étant la résultante des deux forces Φ et $\mu\Phi$, le rendement mécanique, pour cet élément, est le rapport entre les deux composantes du travail de la force ΔP, l'une motrice suivant le sens de la propulsion O X, l'autre résistante dans le sens de la rotation O Y.

Dans le sens de la propulsion, la composante de Δ P est l'élément de la poussée R, égal à la somme des projections de Φ et de φ,

$$\Delta\, R = \Phi \sin \beta - \mu\, \Phi \cos \beta ;$$

elle produit, par seconde, le travail utile,

$$\Delta\, F'' = \Phi (\sin \beta - \mu \cos \beta)\, V_m\,, \tag{30}$$

V_m étant la vitesse du navire en mètres, et β l'angle d'orientation de la trajectoire O J par rapport à l'axe de l'arbre O X.

Dans le sens de la rotation, la composante de Δ P est, de même,

$$\Delta\, Q = \Phi \cos \beta + \mu\, \Phi \sin \beta ;$$

elle produit, par seconde, le travail résistant,

$$\Delta\, F' = \Phi (\cos \beta + \mu \sin \beta)\, \frac{\pi\, d\, N}{60}, \tag{31}$$

N étant le nombre de tours, et d étant le diamètre pour l'élément d'aile considéré.

Dans les formules (30) et (31), les deux lettres F' et F'' ont leur signification habituelle ; F' est le travail moteur sur l'arbre, égal à u F ; F'' est le travail utile de l'hélice, égal à u_1 F' ou à $u\, u_1$ F.

Le rendement mécanique u_1, pour l'élément d'aile considéré, est,

$$u_1 = \frac{\Delta\, F''}{\Delta\, F'} = \frac{\sin \beta - \mu \cos \beta}{\cos \beta + \mu \sin \beta} \times \frac{60\, V_m}{\pi\, d\, N}.$$

Or nous avons

$$V_m = \frac{NA}{60}, \tag{3}$$

$$\frac{\pi\, d}{A} = \frac{U}{V_m} = \text{tang}\, \beta. \tag{6}$$

L'expression de u_1 est donc,

$$u_1 = \frac{\sin \beta - \mu \cos \beta}{\cos \beta + \mu \sin \beta}\; \frac{1}{\text{tang}\, \beta},$$

ou, plus simplement,

$$u_1 = \frac{\text{tang}\, \beta - \mu}{\text{tang}\, \beta + \mu\, \text{tang}^2\, \beta}. \tag{32}$$

Le rapport μ dépend de l'angle d'attaque α, en dehors de l'influence probable de la vitesse et de la fraction de pas ; l'angle β est la somme des angles ω et α. En nous reportant à la relation,

$$\text{tang}\, \omega = \pi \frac{d}{H}, \tag{2}$$

nous voyons donc que l'équation (32) exprime le rendement u_1, en fonction surtout des deux éléments du fonctionnement géométrique des hélices, rapport du pas au diamètre et angle d'attaque.

La condition, pour que u_1 soit égal à l'unité, serait d'avoir μ égal à zéro ; elle suppose l'angle d'attaque α également nul, ainsi que le travail

moteur, sa recherche ne présenterait, par suite, aucun intérêt. D'un autre côté, on ne saurait conclure de l'équation (32) que u_1 tend vers l'unité lorsque tang β devient très grand, parce que, dans ce cas, l'angle α et, par suite, le rapport μ croissent très vite, en même temps que β se rapproche de 90°.

Nous chercherons à discuter l'équation (32), dans les conditions usuelles du fonctionnement des hélices.

141. — *Discussion de la formule du rendement mécanique en différents points de l'aile.*— Pour discuter la formule (32), on ne peut attribuer que des valeurs hypothétiques au rapport μ. Il faut négliger l'influence certaine des petits changements de l'angle d'attaque α (fig. 215), et l'influence probable des grands changements de la vitesse d'attaque, du moyeu à la circonférence. On peut supposer que la valeur moyenne de μ varie d'ailleurs d'une hélice à l'autre, avec les angles d'attaque moyens, les vitesses, les épaisseurs des ailes, le poli des surfaces.

Le tableau XXIII des rendements u_1, pour des angles β variant de 5° en 5°, a été calculé, en faisant les trois hypothèses,

$$\mu = 0{,}08, \text{ courbe A,}$$
$$\mu = 0{,}10, \text{ courbe B,}$$
$$\mu = 0{,}12, \text{ courbe C.}$$

Sur la figure 218, qui résume le tableau XXIII, l'écartement des

TABLEAU XXIII

Rendement mécanique u_1, en fonction de l'orientation β de la trajectoire.

β	tg. β	Rendement u_1		
		$\mu = 0{,}08$	$\mu = 0{,}10$	$\mu = 0{,}12$
0°				
5°	0,087	0,085	— 0,137	— 0,368
10°	0,176	0,539	0,425	0,313
15°	0,268	0,687	0,608	0,535
20°	0,364	0,758	0,701	0,642
25°	0,466	0,799	0,750	0,703
30°	0,577	0,822	0,781	0,734
35°	0,700	0,839	0,801	0,764
40°	0,839	0,847	0,813	0,778
45°	1,000	0,852	0,818	0,786
50°	1,192	0,855	0,818	0,786
55°	1,428	0,847	0,814	0,782
60°	1,732	0,836	0,803	0,769
65°	2,144	0,822	0,785	0,751
70°	2,747	0,793	0,756	0,717
75°	3,722	0,754	0,709	0,668
80°	5,671	0,678	0,627	0,582
85°	11,430	0,519	0,462	0,417
90°	0,000	0,000	0,000	0,000

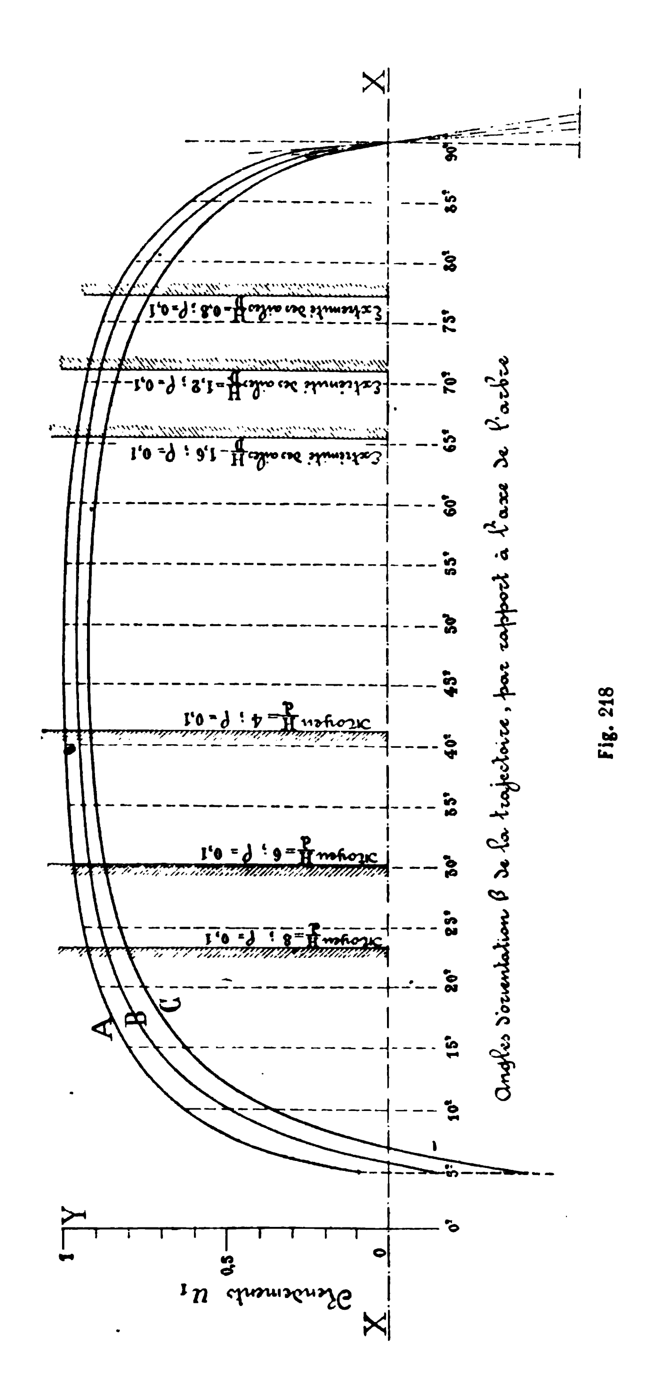

Angles d'orientation β de la trajectoire, par rapport à l'axe de l'arbre
Rendements u_1
A
B
C
X
Y
1
0,5
0
0°
5°
10°
15°
20°
25°
30°
35°
40°
45°
50°
55°
60°
65°
70°
75°
80°
85°
90°

Fig. 218

courbes, assez constant dans la portion utile, permet d'apprécier le bénéfice sur le rendement qui résulte d'une réduction de la résistance et l'avantage que l'on trouve, par suite, à affiner le bord des ailes et à polir leur surface.

Chaque courbe prise isolément présente une forme très tendue dans la région centrale, et montre que le rendement diminue très lentement lorsque l'angle β s'écarte, soit en moins, soit en plus, de la valeur particulière qui correspond au μ maximum. Les qualités de l'hélice, comme propulseur, se trouvent ainsi expliquées; l'utilisation peut être très bonne d'une extrémité des ailes à l'autre.

La valeur maximum de u_1 le long d'une aile, en supposant μ constant, s'obtient par la différentiation de l'équation (32) par rapport à β, qui donne :

$$\frac{d\,u_1}{d \operatorname{tang} \beta} = \frac{\mu\,(1 + 2\,\mu \operatorname{tang} \beta - \operatorname{tang}^2 \beta)}{(\operatorname{tang} \beta + \mu \operatorname{tang}^2 \beta)^2}.$$

L'angle β rendant cette différentielle nulle est,

$$\operatorname{tang}^2 \beta' - 2\,\mu \operatorname{tang} \beta' - 1 = 0,$$

(33) $$\operatorname{tang} \beta' = \mu + \sqrt{\mu^2 + 1},$$

le signe — ne pouvant convenir.

Le maximum de u_1, obtenu en remplaçant β par β' dans (32), est

(34) $$u'_1 = \frac{1}{(\mu + \sqrt{\mu^2 + 1})^2} = \frac{1}{\operatorname{tang}^2 \beta'}.$$

Comme le rapport μ est toujours faible, tang β' s'écarte peu de l'unité, dans l'équation (33); l'angle β' doit rester compris entre 46° et 50°.

Voici les valeurs de β' et de μ' pour cinq valeurs de μ, dépassant les limites de variations qui sont généralement supposées.

μ	β'	u'_1	$\frac{H}{d'}$
0,06	46°43'	0,887	3,29
0,08	47°17'	0,852	3,22
0,10	47°51'	0,823	3,17
0,12	48°25'	0,787	3,10
0,14	48°59'	0,757	3,04

Les rapports du pas au diamètre portés dans la quatrième colonne

sont calculés en supposant un recul ρ de 0,1, ce qui donne, d'après l'équation (6 *bis*),

$$\frac{H}{d'} = \frac{\pi}{(1-\rho)\ \text{tang}\ \beta'} = \frac{\pi}{0{,}9\ \text{tang}\ \beta'}. \tag{35}$$

Le rapport $\frac{H}{D}$, du pas au diamètre extérieur étant toujours voisin de 1,2, nous pouvons conclure des valeurs de $\frac{H}{d'}$, que le maximum de rendement sur une aile se trouve à peu près aux deux cinquièmes du rayon. Dans ces conditions, la moitié intérieure des ailes serait celle qui donnerait le meilleur rendement; mais, en raison du profil des ailes, le rapport μ est évidemment plus fort, et par suite le rendement u_1 moindre, près du moyeu qu'à l'extrémité des ailes.

Pour étudier la manière dont le rendement u_1 varie en fonction de μ, nous pouvons différentier son expression par rapport à μ. Nous trouvons

$$\frac{d\,u_1}{d\,\mu} = -\frac{1+\frac{1}{\text{tang}^2\ \beta}}{(1+\mu\ \text{tang}\ \beta)^2}. \tag{36}$$

Cette dérivée, essentiellement négative, montre que u_1 diminue indéfiniment lorsque μ va en augmentant. Nous n'avons pas à analyser la formule (36); nous remarquerons seulement qu'elle peut s'écrire approximativement,

$$\frac{d\,u_1}{d\,\mu} = -\left(1+\frac{1}{\text{tang}^2\ \beta}\right),$$

$$\frac{d\,u_1}{d\,\mu} = -1-\left(\frac{H\,(1-\rho)}{\pi\,d}\right)^2. \tag{37}$$

Sous cette dernière forme, la dérivée montre que la diminution de u_1, en fonction de l'augmentation de μ, est plus rapide quand d est faible, c'est-à-dire quand on se rapproche du moyeu. Nous pouvions le voir immédiatement sur la figure 218.

La formule (32) et la figure 218 montrent que le rendement u_1 peut, en principe, devenir négatif dans le voisinage de l'axe de l'arbre, après avoir passé par la valeur zéro, qui correspond à la condition,

$$\text{tang}\ \beta = \mu;$$

cette condition s'écrit, en faisant intervenir le diamètre d,

$$\frac{\pi\,d}{H\,(1-\rho)} = \mu. \tag{38}$$

En pratique, cette condition ne peut pas se réaliser, même quand le recul ρ atteint une valeur élevée, 0,15 par exemple. En effet, si nous

attribuons à H la valeur courante 1,2, en supposant $\rho = 0,15$, $\mu = 0,10$, l'équation (38) nous donne

$$d = 0,03\ D\,;$$

diamètre bien inférieur à celui auquel sont jamais descendus les moyeux.

Comme nous l'avons vu, figure 215, le diamètre des moyeux est assez souvent le cinquième de celui des hélices à la circonférence, ce qui donne, dans les hypothèses qui précèdent,

$$\frac{d}{H} = \frac{1}{6}.$$

$$\text{tang}\ \beta = 31^\circ 45',$$

$$u_1 = 0,79.$$

Le rendement près du moyeu est donc parfaitement positif. Sa valeur est même élevée, car, dans les mêmes conditions de marche, nous trouvons, à la circonférence de l'hélice,

$$\text{tang}\ \beta = 72^\circ 1',$$

$$u_1 = 0,74.$$

Ce bon fonctionnement possible, dans le voisinage du moyeu, est une conclusion un peu inattendue des calculs de rendement.

142. — *Données expérimentales sur le rendement à valeur constante de la résistance relative.* — Pour trouver des résultats d'expérience un peu complets sur le rendement de différentes hélices, la résistance relative O restant constante, il nous faut remonter aux anciennes expériences de MM. Guède et Jaÿ sur l'*Élorn.*

L'*Élorn* est un petit remorqueur de 25 mètres de long, qui pourrait être considéré, au point de vue de la similitude dynamique, comme le modèle d'un bâtiment de 100 mètres de long et 20 nœuds de vitesse. Il a été essayé avec vingt-cinq hélices, toutes de même diamètre, $1^m,80$, de forme d'ailes semblable, figure 219, présentant cinq pas différents de $3^m,60$ à $1^m,80$, et cinq nombres d'ailes différents, de 2 à 6. La fraction de pas totale était 0,25 pour toutes les hélices.

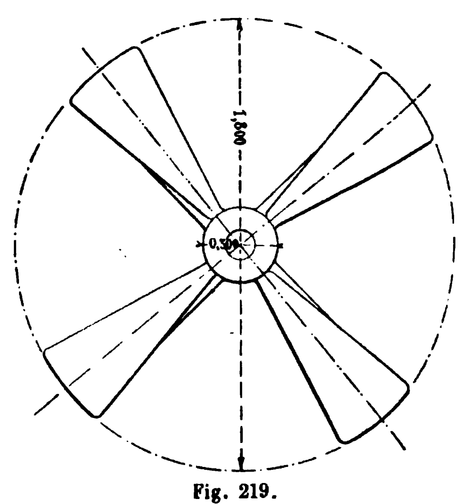


Fig. 219.

Chaque hélice a été soumise à toute une série d'essais. La vitesse du bâtiment V variait de 3 à 5 mètres. La vitesse circonférentielle U des hélices était, comme celle du bâtiment, la moitié environ de celle des navires actuels.

La poussée R et le moment de résistance $\mathfrak{M}$ étaient mesurés avec deux dynamomètres à ressorts construits par M. Taurines. On avait exactement la valeur du rendement mécanique,

$$u_1 = \frac{RV}{\mathfrak{M}}.$$

Le tableau suivant résume les résultats obtenus, avec les deux séries d'hélices, celle à trois ailes et celle à six ailes, qui ont donné, la première les meilleurs rendements, la seconde les plus mauvais, et pour les deux vitesses qui ont été, l'une 5 mètres la plus favorable, l'autre 3 mètres la plus défavorable à u_1.

Tableau XXIV

Rendement mécanique des hélices essayées sur l'Élorn.

$\frac{H}{D} = m$	Vitesse V = 5 mètres			Vitesse V = 3 mètres		
	U	ρ	u_1	U	ρ	u_1
	1° *Expériences avec cinq hélices à trois ailes.*					
2,00	10,23	0,232	0,75	4,836	0,025	0,64
1,75	11,10	0,192	0,77	6,098	0,119	0,66
1,50	12,30	0,149	0,79	6,725	0,066	0,68
1,25	13,96	0,100	0,82	7,668	0,017	0,70
1,00	16,45	0,046	0,85	9,082	0,037	0,72
	2° *Expériences avec cinq hélices à six ailes.*					
2,00	10,30	0,238	0,63	5,574	0,155	0,55
1,75	11,07	0,189	0,66	5,884	0,085	0,57
1,50	12,09	0,134	0,69	6,451	0,027	0,60
1,25	13,53	0,072	0,72	7,245	— 0,040	0,63
1,00	16,83	0,067	0,76	8,435	— 0,117	0,66

La valeur maximum de u_1, égale à 0,85 pour les ailes tout entières, rapprochée du maximum local 0,852 du tableau XXIII, paraît indiquer que le rapport μ descend quelquefois au-dessous de 0,08.

L'ensemble des valeurs de u_1 est d'accord avec les indications du tableau XXIII; il confirme les calculs dont ce tableau est le résumé.

La diminution de u_1, quand le rapport m augmente, qui apparaît si nettement sur les quatre parties du tableau XXIV, n'aurait pu être

prévue, d'après les formules (6 *bis*) et (32). En effet, quand le rapport m augmente, passant de 1 à 2, l'angle β, d'après l'équation

$$(6\ bis) \qquad \text{tang}\ \beta = \frac{\pi}{m(1-\rho)},$$

diminue très sensiblement près de la circonférence de l'hélice ; par suite, la valeur locale de u_1 doit augmenter en cet endroit. Dans la partie voisine du moyeu, la diminution de l'angle β produit, au contraire, une augmentation de u_1. On se trouve ainsi en présence de deux effets contradictoires, tous deux assez faibles d'ailleurs et incapables de faire varier u_1 de 10 à 17 %, comme dans le tableau XXIV. Les grandes diminutions de u_1 peuvent tenir à la perte de travail, due à l'augmentation du recul, qui, dans les quatre portions du tableau XXIV, accompagne les augmentations du rapport m.

Les expériences de l'*Élorn* ont conduit autrefois à diminuer le nombre d'ailes des hélices, et à ne pas craindre les réductions du pas H utiles pour faire donner aux machines leur nombre de tours maximum. Elles ne sont plus guère applicables aux hélices des navires actuels, dont la disposition à bord, la vitesse de rotation, etc., exigent des formes d'ailes très différentes de celles qui convenaient jadis aux hélices uniques.

Pour les doubles hélices, la seule série importante d'expériences qui ait été faite remonte à l'année 1879. Elle a été exécutée sur l'*Iris*, avec quatre hélices de formes d'ailes très différentes, qui sont représentées figure 220 et dont les données principales sont inscrites à la quatrième partie du tableau XXII.

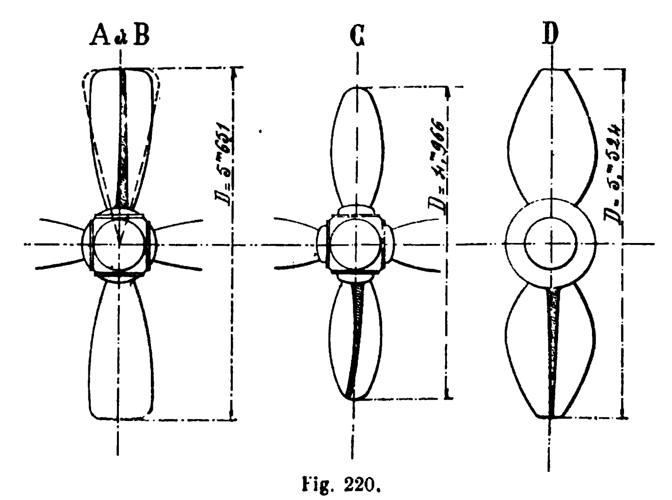


Fig. 220.

L'hélice B n'était autre que l'hélice A, dont deux ailes avaient été démontées. La forme des ailes de ces deux hélices se rapprochait de celle des hélices de l'*Élorn*, représentée en traits pointillés.

Aucune mesure dynanométrique n'ayant été prise, les expériences n'ont fait connaître que les qualités relatives des quatre hélices, les unes par rapport aux autres, sans aucune indication sur la valeur absolue du rendement.

Chacune des quatre hélices a été essayée à des vitesses progressives.

Les valeurs de M obtenues sont représentées sur les quatre courbes de la figure 221 ; ces valeurs présentent entre elles, pour une même

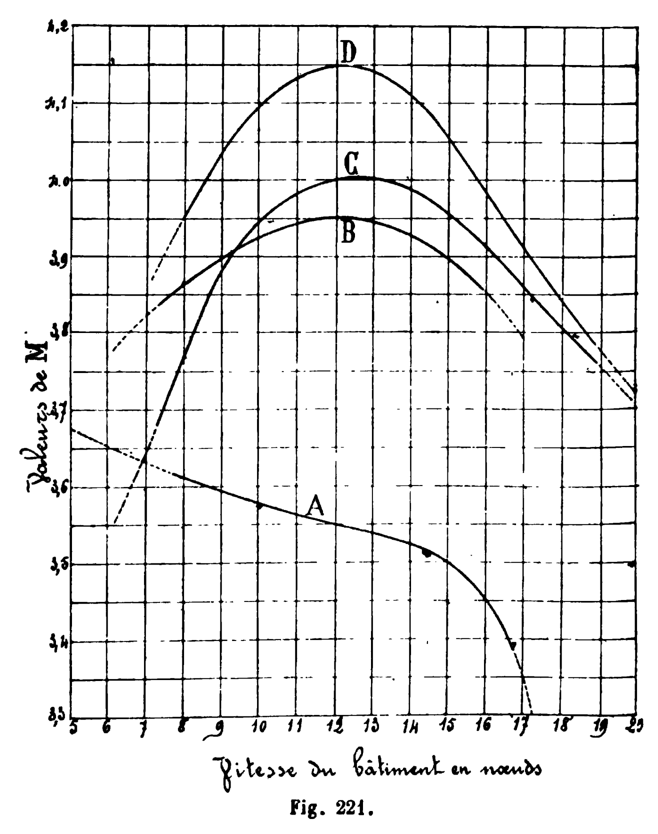


Fig. 221.

vitesse V_n, des écarts dépassant tout ce qu'on aurait pu prévoir.

Le rendement u_1 dont l'expression est, d'après la formule (29),

$$u_1 = \frac{k}{u} (0{,}5144\ M)^3, \qquad (29\ bis)$$

peut être représenté par M^3. Les courbes de la figure 222 ont pour ordonnées les rapports des M^3 des trois hélices A, C, D, aux M^3 de l'hélice B pris pour unité. Nous avons choisi l'hélice B comme point de comparaison, parce que, dans les essais faits avec les hélices A, la carène était peut-être moins propre que dans les trois autres séries d'expériences ;

chaque changement d'hélice a nécessité, en effet, un passage au bassin. La comparaison la plus intéressante est celle faite entre les trois hélices

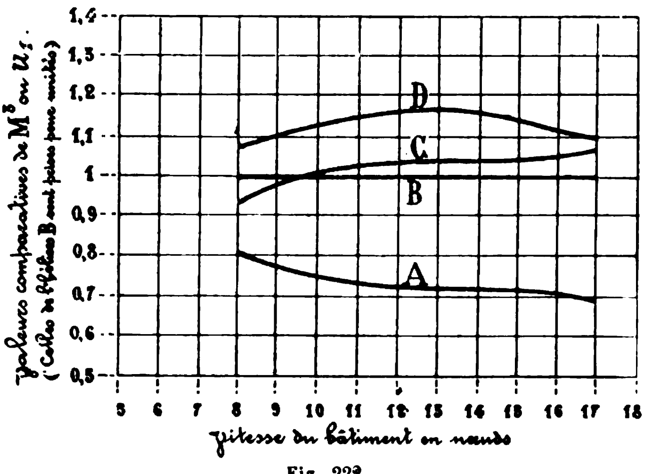


Fig. 222.

B, C, D, et spécialement entre les deux hélices B et D, de diamètre peu différent et de même nombre d'ailes. Cette comparaison montre l'avantage de réduire la largeur des ailes, dans la portion mince, voisine de la circonférence, ce qui diminue les frottements, et d'augmenter au contraire cette largeur, dans la région centrale et épaisse, où l'affinement des arêtes d'entrée dans l'eau donne un résultat non moins favorable qu'une diminution de frottement. Sur l'*Iris*, l'hélice C à quatre ailes fut définitivement conservée, non l'hélice D, à cause d'une différence dans les trépidations.

Les avantages d'une fraction de pas décroissante du milieu du rayon à la circonférence, comme sur l'hélice D, ressortait déjà d'expériences antérieures à celles de l'*Iris*, par exemple de la comparaison entre les résultats donnés par les hélices de l'*Annamite* et du *Mytho*; ils ont été définitivement établis par les essais de l'*Iris*.

En ce qui concerne le bon rendement possible des ailes d'hélices dans la partie voisine de l'arbre, que la discussion de l'équation (32) a révélé, une expérience comparative faite récemment sur le *Galilée* et le *Lavoisier* a donné des résultats concluants. Ces deux bâtiments, de carènes semblables, ont reçu des hélices qui différaient uniquement par le diamètre du moyeu, et dont les données sont :

	Pas H	Fractions de pas f	Diamètre D	Diamètre du moyeu d	Rapport $\frac{D}{d}$
Galilée	4m10	0,24	3m60	0,87	4,14
Lavoisier	4 10	0,24	3 60	0,65	5,54

Les valeurs de M obtenues au cours des essais des deux bâtiments ont été les suivantes à différentes vitesses :

	à 15n	à 17n,5	à 20n
Galilée	3,80	3,50	3,25
Lavoisier.	4,15	4,00	3,70

Ces résultats, qui auraient besoin d'une confirmation, conduisent à l'adoption des petits diamètres de moyeu, sur les hélices latérales des navires.

A l'autre extrémité des ailes, près de la circonférence, le rendement dépend du rapport *m*; sa valeur serait d'autant plus élevée que le diamètre D est moindre, si, dans cette région comme sur toute l'aile, le rendement ne dépendait pas du recul et par suite de la résistance relative.

La résistance relative a, sur le rendement, une influence plus certaine que celle du rapport H à D; c'est en tenant compte des deux considérations contradictoires, de l'angle d'orientation β favorable aux grands pas H, de la résistance relative favorable aux grands diamètres D, que l'on s'est arrêté aux valeurs usuelles *m* voisines de 1,2.

143. — *Du recul et de la résistance relative. Expériences du Haleur.* — En dehors de l'effet, pour ainsi dire géométrique, qui se manifeste dans la détermination de l'angle d'orientation de la trajectoire, étudié plus haut avec le recul apparent, équations (6) et (6 *bis*), le recul réel produit une perte de travail égale à la force vive que l'hélice imprime à l'eau dans le sens de l'avant à l'arrière. Il n'est pas possible d'évaluer cette perte de travail. On ne connait pas le recul réel, parce que l'hélice travaille dans de l'eau entrainée par la carène, qui peut être animée, en certains points voisins de celle-ci, d'une vitesse égale au tiers de V. On sait seulement que le recul est, en général, d'autant plus grand que l'hélice s'appuie sur une colonne liquide de section moindre, pour pousser un navire de section transversale ou de résistance plus

forte. L'étude de la perte de travail due au recul, se trouve ainsi confondue avec celle de l'influence de la résistance relative O sur le rendement mécanique.

Au début de l'hélice, son fonctionnement était généralement expliqué à l'aide de la comparaison avec celui d'une vis qui travaillerait dans un écrou compressible ou mobile. En poussant cette comparaison à l'extrême, on trouve que l'hélice imprimant à un cylindre liquide la vitesse de recul,

$$\frac{NH\rho}{60},$$

doit produire une poussée R proportionnelle à,

$$\left(\frac{NH\rho}{60}\right)^2,$$

de même que la résistance du navire à la marche, pour la vitesse,

$$(5) \qquad V_m = \frac{NH(1-\rho)}{60},$$

est proportionnelle à V_m^2.

L'égalité de la poussée et de la résistance conduirait ainsi à un recul réel ρ constant. De plus, dans la même supposition, la poussée produirait :

1° Le travail perdu par seconde,

$$(39) \qquad R\frac{NH\rho}{60},$$

2° Le travail utile sur la carène,

$$(19\ bis) \qquad R\frac{NH(1-\rho)}{60} = F'',$$

dont la somme, égale au travail moteur *u*F, serait,

$$R\frac{NH}{60} = F'.$$

Le rendement mécanique serait ainsi,

$$(40) \qquad u_1 = \frac{F''}{F'} = 1 - \rho.$$

Il est bien clair qu'en réalité le travail mécanique de l'hélice n'est pas du tout le même que si les ailes se transportaient de *a b* en *a' b'*, fig. 223, en développant leur travail moteur utile, et glissaient ensuite de *a'b'* en *a'' b''* en faisant du travail perdu. L'eau n'est point poussée dans la direction KJ, elle est envoyée obliquement, elle est même en partie

rejetée vers la circonférence, où elle produit, du côté de la surface, une intumescence prononcée. Si le travail est bien exprimé par l'équation (19 *bis*), le travail perdu n'est pas égal à (39) et le rendement u_1 n'a point l'expression simple que suppose l'équation (40). Cette dernière équation exprime l'effet de l'une seulement des causes de perte de travail, celle qui dépend de la résistance relative.

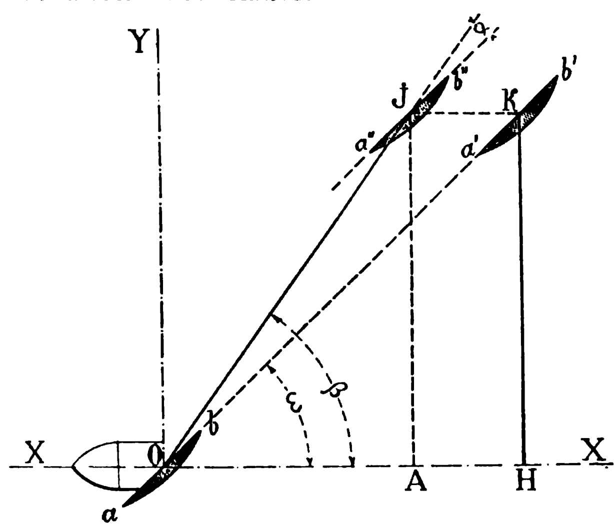


Fig. 223.

Quelques expériences, faites en 1893, à Brest, dans le but d'expérimenter le dynamomètre de poussée de M. Terré, et très bien conduites par M. Bruneau, ont fourni pour la première fois des chiffres relatifs au rapport qui existe entre le recul ρ et le rendement u_1, et à l'influence de la résistance relative O sur l'un et sur l'autre. Dans des relevés d'expérience, il ne peut être question que du recul apparent.

Le *Haleur* est un petit remorqueur de 18$^{m^2}$ de surface de maître-couple, muni d'une hélice de 2^m,85 de diamètre et 3^m,52 de pas, auquel M. Bruneau a fait remorquer successivement quatre bâtiments présentant les maître-couples B^2 suivants :

1° Le *Scorpion*, 11$^{m^2}$,536, plus trois chaloupes de 1$^{m^2}$,168 chacune ;

2° La *Meurthe*, 17$^{m^2}$,944 ;

3° L'*Éclaireur*, 34$^{m^2}$,652 ;

4° L'*Onondaga* de 47$^{m^2}$,594.

En ajoutant la marche du *Haleur* seul, en route libre et au point fixe, on a eu ainsi six séries d'expériences de vitesse, faites avec des résistances relatives très variées. Le maître-couple B^2 du *Haleur* diffère un peu d'une expérience à l'autre ; il en est tenu compte dans le calcul de la résistance relative.

Considérons d'abord les essais faits tous à la même vitesse, avec les cinq résistances relatives considérées, la résistance infinie au point fixe étant nécessairement exclue. La puissance indiquée F croît beaucoup plus vite que la résistance relative ne diminue, ce qui montre de suite la diminution de rendement u_1 quand la section de maître-couple augmente pour une même hélice.

En choisissant la vitesse de 5 neuds, qui a été atteinte dans toutes les séries de remorquage, même avec l'*Onondaga*, nous formons le tableau suivant :

TABLEAU XXV

1° Expériences du Haleur, à la vitesse de cinq nœuds.

B^2 total	N	ρ	F	M
18^mq,086	40^t,6	— 0,065	45^ch	3,72
32 784	68 5	+ 0,368	170	2,90
40 433	70 8	+ 0,389	190	3,00
52 595	94 9	+ 0,554	463	2,45
65 558	100 9	+ 0,571	712	2,42

La diminution de valeur de M, en supposant u et k restés constants dans la formule (29), indiquerait que u_1 a diminué de la première expérience à la dernière, dans le rapport,

$$\left(\frac{2,42}{3,72}\right)^3 = 0,275.$$

La diminution de M_1, indiquée par la formule (40), serait,

$$\frac{1-0,571}{1+0,065} = 0,40.$$

Il n'y a rien à conclure de ce rapprochement, ni pour ni contre la formule (40), parce que u_1 et k ont augmenté avec B^2, en même temps que u_1 diminuait.

Il faut, pour étudier u_1 avec un peu de précision, considérer les valeurs de R, qui étaient mesurées avec le dynamomètre de M. Terré. Le tableau suivant donne ces valeurs de R, celles du travail utile,

$$F'' = RV_m,$$

celles du rendement total de la machine et de l'hélice,

$$u\,u_1 = \frac{F''}{F},$$

enfin, celles du rendement u_1; ces dernières malheureusement n'étaient pas mesurées, et ont été simplement calculees avec la formule (36) du n° 123

et la courbe correspondante de la figure 208. On a pris 700 chevaux pour puissance maximum indiquée F, et 0,90 pour valeur correspondante de u, en faisant :

$$\varepsilon = 0{,}10, \quad \beta = 0{,}00.$$

La valeur de u_1 a été calculée d'après celle de u; en regard, on a inscrit la résistance relative de l'hélice O pour les différentes sommes de maître-couples B^2, des navires remorqués. Le calcul de u ou plutôt de u_n est évidemment inexact pour une puissance développée de 45 chevaux seulement; il conduirait à un rendement u_1 de l'hélice supérieur à l'unité, qui n'a pas été inscrit dans le tableau. La valeur de u, calculée pour la puissance indiquée F et 170 chevaux, est elle-même douteuse.

Tableau XXV *bis*

2° Suite des expériences à la vitesse de cinq nœuds.

R	F"	$u u_1$	u	u_1	O	Valeurs comparatives u_1	Valeurs comparatives O
720k	24ch,7	0,55	0,49	»	0,352	»	»
1840	63 1	0,37	0,76	0,49 (2)	0,194	»	»
2760	94 6	0,50	0,77	0,65	0,157	1,00	1,00
5760	197 5	0,43	0,87	0,50	0,121	0,78	0,77
6600	228 4	0,32	0,90	0,35	0,097	0,57	0,61

Les deux dernières colonnes, en considérant les trois lignes inférieures seulement, montrent qu'à vitesse constante, le rendement de l'hélice u_1 a diminué, à peu près dans la même proportion que la résistance relative de l'hélice elle-même. Cette loi, aussi simple qu'elle serait importante, est soumise à une réserve, parce que, dans les expériences de remorque, l'ensemble des bâtiments remorqués présente une résistance à la marche plus grande que celle d'un bâtiment unique ayant pour section la somme de leurs maître-couples.

Pour comparer la résistance à la marche due à la somme des maître-couples des navires remorqués, et la résistance due à un maître-couple unique, nous prendrons, non plus la série des expériences faites à des vitesses constantes, mais la série des expériences faites à nombre de tours constants, 30, 50, 70, 90, 110 tours, de la machine du *Haleur*. A nombre de tours constant, la puissance indiquée F varie peu ; on n'a donc pas à craindre que les comparaisons soient faussées par de grandes différences dans les rendements u de la machine.

En attribuant à M, dans chaque expérience de remorque faite à N tours

et à la vitesse V_n, la valeur obtenue avec le *Haleur* seul pour le même nombre de tours N, et en calculant les maître-couples fictifs à l'aide de la formule,

$$B_1^2 = \left(\frac{M}{V_n}\right)^3 F,$$

on forme le tableau suivant :

N	M	Maître-couples fictifs B_1^2 correspondant aux B^2 réels ci-dessous.			
		32^{m2},784	40^{m2},433	52^{m2},595	65^{m2},558
30^t	3,25	»	»	»	1201^{m2}
50	3,90	»	146^{m2}	437^{m2}	544
70	4,15	97^{m2}	109	881	369
90	3,86	82	67	212	263
110	3,56	72	50	142	»

La division du maître-couple en plusieurs parties augmente donc la résistance dans une proportion très grande, et d'autant plus grande que la vitesse est plus faible.

Les valeurs de O inscrites dans le tableau XXV *bis* ne sont donc pas comparables entre elles ; elles ne représentent pas la résistance relative réelle de l'hélice du *Haleur* dans le cours des expériences.

Il est intéressant de poursuivre cette comparaison des expériences faites à un même nombre de tours, parce qu'on est à l'abri des causes d'erreur dans l'appréciation du rendement *u* provenant des très grands changements de valeur de F. Considérons, par exemple, la marche à 90 tours, qui a été réalisée dans les quatre séries de remorquages, la marche du *haleur* seul, et la marche au point fixe. La valeur de F n'ayant varié que de 300 à 507 chevaux, il est permis de supposer que *u* est resté le même ; nous lui attribuerons la valeur uniforme 0,87. Les résultats de tous les essais à 90 tours sont les suivants.

TABLEAU XXVI

Expériences du Haleur à 90 tours.

B^2 total	V_n	ρ	F	M
18^{m2},086	9^n,90	0,048	300^{ch}	3,86
32 784	6 35	0,385	365	3,25
40 433	6 75	0,355	359	2,85
52 595	4 70	0,548	382	2,40
65 558	4 50	0,567	417	2,43
∞	0 00	1,000	507	0,00

Nous déduisons de là, d'après les mêmes calculs que précédemment :

TABLEAU XXVI *bis*

Suite des expériences du Haleur à 90 tours.

R	F"	$u\,u_1$	u_1	O	Valeurs comparatives u_1	Valeurs comparatives O
3125^k	212^ch,2	0,71	0,85	0,352	1,00	1,00
3680	160 3	0,44	0,52	0,194	0,61	0,55
4250	196 8	0,55	0,65	0,157	0,77	0,45
5140	165 7	0,43	0,50	0,121	0,60	0,34
5020	154 9	0,37	0,43	0,097	0,52	0,27
6830	000 0	0,00	0,00	0,000	0,00	0,00

La figure 224 montre la variation du rendement u_1 en fonction de la résistance relative O :

1° Courbe A, à vitesse constante 5 nœuds, d'après le tableau XXV ;

2° Courbe B, à nombre de tours constant 90 tours, d'après le tableau XXVI.

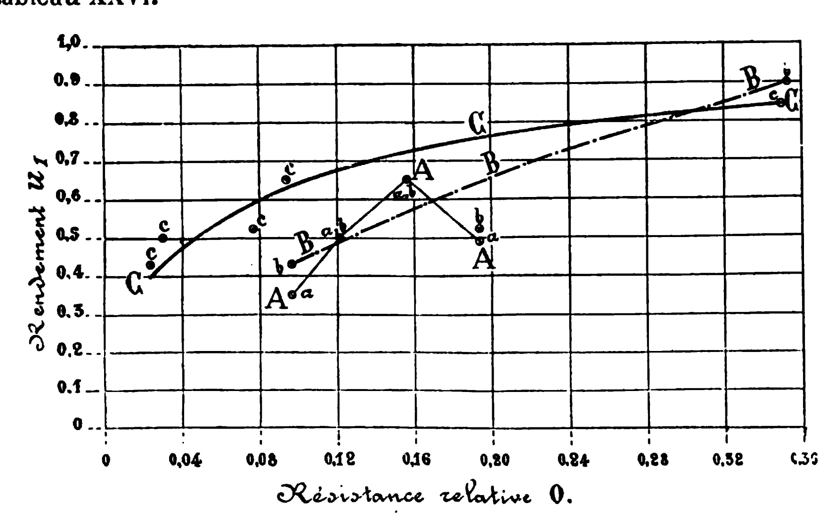


Fig. 224.

La courbe A est très irrégulière parce qu'elle comprend des résultats d'essais faits avec des puissances très faibles. La courbe B, un peu mieux indiquée, s'écarte encore sensiblement des points d'expériences, parce que la résistance relative O est, comme nous avons vu, mal calculée quand on lui donne pour dénominateur la somme des maître-couples des navires remorqués.

En calculant la résistance relative à 90 tours, avec les maître-couples

B_1^2, nous obtenons la courbe C, qui passe d'une manière satisfaisante par les points servant à la déterminer. Cette courbe montre combien le rendement u_1 diminue rapidement avec O, surtout quand le maître-couple devient très grand, et comment, par suite, l'hélice réduite et la machine rapide d'un torpilleur ne pourraient servir à faire marcher un grand navire.

La figure 225 représente les valeurs de u_1 en fonction de la vitesse, pour toutes les séries d'expériences du *Haleur*. Pour le *Haleur* seul, la courbe se relève, au-dessous de $8^m,5$, d'une manière inacceptable, qui s'explique seulement par l'inexactitude du calcul de u; son tracé, donné en pointillé, doit être abandonné. Toutes les autres courbes suivent

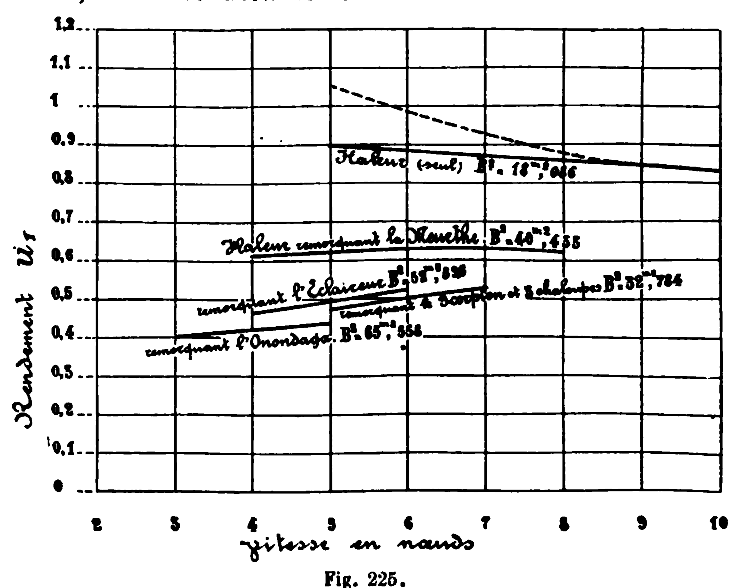


Fig. 225.

exactement leurs points et montrent la précision des expériences. La position relative des courbes, les unes par rapport aux autres, semble indiquer que, à valeur égale du rendement u_1 des hélices, la résistance relative O doit diminuer quand la vitesse augmente, dans les remorquages où O est très faible, et que O doit augmenter, au contraire, avec la vitesse, lorsque O est grand.

M. Normand, dans les études que lui inspirent ses recherches sur les torpilleurs, a été conduit, par un calcul dont nous parlerons au n° 144, à cette conclusion, que la résistance relative convenant à un bâtiment est proportionnelle à sa vitesse. MM. Thornycroft et S. Barnaby avaient été plus loin, en indiquant, comme loi, la proportionnalité de O au carré de la vitesse.

Sur les grands navires, la limite maximum de tirant d'eau $\mathfrak{A}$ et la

limite minimum de l'immersion I, jointes aux nécessités à satisfaire pour le nombre de tours N de la machine, laissent peu de latitude sur le diamètre des hélices. Par suite, la résistance relative est à peu près constante, en pratique, ou du moins elle est indépendante de la vitesse.

144. — *Vitesse circonférentielle maximum et immersion minimum. Cavitation de M. Barnaby. Loi de M. Normand.* — Le rendement des hélices est soumis à de nombreuses causes de déchet, permanentes ou accidentelles, qui se rattachent plus ou moins les unes aux autres, et demandent à être étudiées ensemble.

Dans la marche régulière et normale, sans agitation de la mer, on admet que la vitesse circonférentielle doit rester au-dessous d'une certaine limite. Il paraît certain, en effet, que les grandes vitesses dans la région où l'angle d'attaque est très faible ne peuvent donner que des frottements ; il est, de plus, bien constaté par l'observation, qu'elles apportent un trouble profond dans le régime du mouvement, de l'eau. La vitesse circonférentielle des hélices ne dépasse jamais, en pratique, 30 à 35 mètres par seconde; de plus, l'expérience semble indiquer qu'elle ne doit pas être supérieure au triple de la vitesse V du navire.

On admet également, depuis longtemps, la nécessité d'avoir, au-dessus de l'hélice en marche, une couche d'eau d'une certaine épaisseur. Dès que l'immersion I est trop faible, les troubles dans le régime de l'eau se produisent, même à faible vitesse. La perturbation dans les conditions de marche de l'hélice se manifeste alors par une diminution du moment de résistance à la rotation; l'effet est surtout bien marqué lorsque le navire tangue; les accélérations et les ralentissements de la machine sont alors très prononcés, même sans que l'hélice émerge; quand les émersions proprement dites se produisent, elles créent de véritables dangers pour la machine. La vitesse circonférentielle des hélices étant à peu près la même pour tous les bâtiments, l'immersion des hélices en eau calme devrait être aussi la même. En fait, on est obligé de donner une immersion beaucoup moindre aux hélices des petits bâtiments, ce qui n'est justifié qu'en partie par la considération du tangage. L'immersion des hélices, qui est, en moyenne, de $2^m,50$ sur les grands bâtiments, cuirassés ou paquebots, n'est guère que de $1^m,50$ sur les croiseurs, et de 1 mètre sur les torpilleurs; elle descend même à $0^m,25$ sur des embarcations rapides. Quand l'immersion devient inférieure à $0^m,50$, on doit, autant que possible, faire travailler l'hélice sous voûte.

Les changements dans le rendement de l'hélice, qui accompagnent les changements de résistance à la rotation ont une sérieuse importante. Les effets, distincts ou combinés, de la vitesse circonférentielle

et de l'immersion, ont, depuis une dizaine d'années surtout, attiré l'attention des constructeurs.

Dès 1883, M. Augustin Normand a montré que les hélices, même les hélices bien immergées, rompent et tronçonnent la colonne liquide sur laquelle elles s'appuient, lorsque leur vitesse de recul est très grande; il a de plus montré qu'à ce phénomène plus ou moins dissimulé de *rupture de la colonne* liquide, se rattachent les effets plus visibles d'emportement de la machine et de perte de travail. Les essais du contre-torpilleur le *Daring* appelèrent ensuite plus vivement l'attention sur cette non-continuité de l'eau, à laquelle MM. Thornycroft et S. Barnaby donnèrent le nom un peu barbare pour nos oreilles, mais très simple, de *cavitation*, c'est-à-dire formation de cavités.

Les études de MM. Thornycroft et S. Barnaby furent dirigées précisément du côté de la perte de travail due à la cavitation, parce que ces pertes se produisirent sur le *Daring*, à un degré sans précédent. Il manquait à ce petit bâtiment quatre nœuds sur la vitesse prévue. Le fonctionnement des hélices fut soumis à une investigation minutieuse. Il fut reconnu que la chute d'utilisation M coïncidait avec la rupture de la colonne liquide, ou formation de cavités, qui se produisait au-dessus d'une certaine vitesse de recul,

$$\frac{NH\rho}{60}.$$

A ce moment, la pression par centimètre carré sur les ailes, égale à la poussée totale R divisée par la surface d'ailes, s'élevait à 1 kilogramme environ, c'est-à-dire à la pression atmosphérique, chiffre confirmé plus tard au cours des essais de la *Turbinia*. MM. Thornycroft et Barnaby s'appliquèrent à réduire la pression sur les ailes en augmentant leur surface. Ils obtinrent un plein succès, en réalisant la vitesse de 28 nœuds demandée, à la suite d'un simple changement dans la fraction de pas des hélices.

Remontant à la cause même des faits observés, M. Normand attribue la cavitation à une vitesse excessive des ailes, d'avant en arrière, par rapport à l'eau environnante, c'est-à-dire à une valeur excessive de la vitesse du recul et non à un excès de pression des ailes sur l'eau.

L'augmentation de surface d'ailes doit dès lors combattre la cavitation en diminuant le recul ρ.

M. Normand évalue la vitesse réelle de recul, pour une hélice à l'étude, par le calcul suivant.

La masse d'eau rejetée en arrière subit, de la part de l'hélice, une pression totale égale à la poussée R, c'est-à-dire proportionnelle à

$$B^2 V^2;$$

elle doit donc prendre une accélération, et par suite une vitesse pendant la durée de l'action de l'hélice supposée constante, proportionnelles, l'une et l'autre, à

$$\frac{B^2 V^2}{g}.$$

La masse d'eau actionnée par seconde est proportionnelle à la longueur du cylindre attaqué par seconde, c'est-à-dire à la vitesse V, à la surface de disque, et enfin à une puissance de la fraction de pas un peu inférieure à l'unité, parce que l'effet des ailes sur l'eau croît moins vite que leur largeur. M. Normand prend, pour fraction de pas f_1, le rapport de la surface d'ailes développée à la surface de disque. La masse d'eau est supposée proportionnelle, en appliquant le signe Σ à la totalité des hélices, au produit

$$V \times \Sigma \frac{1}{4} \pi D^2 f_1^{\frac{3}{4}}.$$

La vitesse, inversement proportionnelle, comme l'accélération, à la masse soumise à la force $B^2 V^2$, est donc, en supprimant la constante g, proportionnelle à

(41) $$\frac{B^2 V_m}{\Sigma \frac{1}{4} \pi D^2 f_1^{\frac{3}{4}}}.$$

Nous trouvons ainsi l'expression de la résistance relative particulière mentionnée au paragraphe précédent, qui est, pour une hélice de fraction de pas f,

(24 *bis*) $$O_1 = \frac{\frac{1}{4} \pi D^2 f_1^{\frac{3}{4}}}{B^2}.$$

En introduisant O_1 dans l'expression (41) de la vitesse de recul, nous voyons que cette vitesse est proportionnelle à

(42) $$\frac{B^2 V_m}{O_1 V_m} = \frac{V_m}{O_1}.$$

Pour se tenir toujours au-dessous de la vitesse de recul qui produit la cavitation, et, dans une proportion constante, au-dessous de cette vitesse, il faut donc faire croître la résistance relative O_1 proportionnellement à la vitesse V_m des navires.

C'est à la diminution de la vitesse de recul, due à l'augmentation de O_1, formule (42), que MM. Thornycroft et S. Barnaby, ont dû leur succès sur le *Daring*.

Cette loi importante, ainsi établie par M. Normand, peut se compléter

par quelques observations. La vitesse du recul, dont nous venons de voir la limite, a pour valeur,

$$\frac{NH\rho}{60},$$

si nous laissons de côté la distinction entre le recul réel et le recul apparent, ou si nous les supposons simplement proportionnels l'un à l'autre. Nous avons vu, d'autre part, que la valeur limite de l'angle α, à la circonférence, est sensiblement égale à

(10 *bis*) $$\frac{\rho H}{\pi D}.$$

La vitesse circonférentielle U étant

$$U = \frac{N\pi D}{60},$$

nous trouvons,

(43) $$U \sin\alpha = \frac{N\rho H}{60}.$$

La vitesse de recul est donc à peu près égale à la vitesse d'attaque de l'eau par les ailes, à la circonférence de l'hélice ; c'est la vitesse relative, sur le dos, comme sur la face travaillante, que l'eau doit prendre dans le sens de l'axe, pour remplir le vide créé par l'aile qui avance avec cette vitesse.

Ainsi reparaît la vitesse circonférentielle, dont le produit par l'angle α doit avoir, pour limite,

(44) $$U \sin\alpha = k\frac{V}{O_1}.$$

Nous pouvons maintenant reprendre l'examen des faits, en considérant deux cas distincts.

Supposons l'hélice bien immergée, de telle sorte que l'air atmosphérique ne puisse pénétrer dans le vide créé par les ailes. Pour que le vide se produise, au bord supérieur de la circonférence, il faut que la charge comprenant la pression atmosphérique,

$$10^{m},33 + I,$$

soit inférieure à une quantité proportionnelle à

$$\frac{U^2 \sin^2\alpha}{2g}.$$

C'est le cas habituel de la cavitation. Bien au-dessous de la vitesse qui produit cet effet, le vide se produit par endroits, sur le dos des ailes près de l'arête de sortie, là où la surface est presque normale à la

vitesse de rotation. On en trouve la preuve par des corrosions particulières pratiquées dans les ailes en fonte de fer par les bulles d'air à l'état naissant.

Supposons maintenant l'aile assez peu immergée pour que l'air atmosphérique pénètre derrière les ailes. Il n'y a plus alors, pour presser l'eau, que la charge I, au lieu de $10^m,33 + 1$, ce qui change tout à fait les conditions. Même pour des vitesses circonférentielles normales et modérées, les emballements de machines se produisent alors très facilement avec toutes les conséquences indiquées plus haut.

L'expérience des hélices partiellement immergées, qui a été faite sur quelques bateaux de canal ou de rivière, n'a rien qui contredise les considérations précédentes. Pour obtenir un rendement convenable, on a en effet toujours donné, à ces hélices, une résistance relative O très supérieure à celle des hélices immergées, et, par suite, comme l'exige l'équation (44), une vitesse circonférentielle U très faible par rapport à la vitesse V_m du navire, pour les angles d'attaque usuels.

145. — *Nombre et position des hélices. Nombre d'ailes.* — L'amélioration du rendement n'est pas le but principal poursuivi, lorsqu'on divise le moteur en plusieurs machines ayant chacune son hélice particulière. La question de sécurité est le motif principal de l'adoption presque générale des hélices doubles, à la suite de l'abandon de la voilure sur les navires à vapeur. Cette transformation importante n'a même donné, tout d'abord, aucune augmentation de rendement mécanique appréciable; c'est seulement plus tard, à mesure que la puissance des machines s'est accrue, que les avantages des hélices multiples se sont manifestés.

L'adoption des hélices multiples n'est pas nécessairement accompagnée d'une augmentation de la résistance relative O. Ainsi la résistance de l'hélice unique du *Mytho*, 0,31, est égale à celle des deux hélices du *Brennus* et un peu supérieure à celle des deux hélices du *Carnot* 0,28 ; la résistance des hélices uniques de la *Champagne* et du *Général-Chanzy*, 0,47 est, de même, légèrement supérieure à celle des deux hélices de la *Navarre* 0,44. De même, avec trois hélices, sur le *Bouvet*, à 0,302, sur le *Charlemagne*, à 0,307, sur le *Gaulois*, à 0,317, on est resté au-dessous des résistances relatives des hélices doubles du *Charles-Martel*, 0,342 et surtout du *Jean-Bart*, 0,57. Il est certain toutefois que les très grandes valeurs de O, telles que celle du *d'Iberville*, 1,1 et surtout du *Forban*, 1,2, n'auraient pas pu être atteintes avec les hélices simples.

Le plus souvent, les facilités qu'offrait la division du moteur, au point de vue du choix des propulseurs, ont été utilisées pour augmenter

le nombre de tours, à valeur égale de la résistance relative, en restant dans les conditions de rapport *m*, entre le pas et le diamètre, et de vitesse circonférentielle U, favorables au rendement. Le problème ainsi compris se pose à peu près de la manière suivante :

Supposons que nous répartissions la puissance totale F entre deux ou trois machines. A valeur égale de la résistance relative, le diamètre des hélices D sera divisé par $\sqrt{2}$ ou $\sqrt{3}$; le diamètre des cylindres sera divisé par le même nombre, si la vitesse moyenne des pistons n'a pas varié. Le travail résistant de l'hélice devant être divisé par 2, par exemple, le produit

$$H^4 D^{\frac{7}{3}} N^3$$

doit être divisé par 2, d'après l'équation (27). Si le pas a été réduit, comme le diamètre, dans le rapport $\sqrt{2}$, le facteur H^4 fournit la réduction demandée ; le facteur N peut donc être augmenté, dans le rapport où le facteur en D est diminué.

On augmente N^3 dans le rapport

$$(\sqrt{2})^{\frac{7}{3}},$$

en augmentant N dans le rapport

$$2^{\frac{7}{18}} = 1,31. \tag{45}$$

La course des pistons C subira une réduction dans ce même rapport de 1 à 1,31, moindre que la réduction dans le rapport de 1 à 1,414 des diamètres des cylindres.

La vitesse circonférentielle U se trouvera diminuée, dans le rapport

$$\frac{2^{\frac{7}{18}}}{2^{\frac{1}{2}}} = 0,926. \tag{45 bis}$$

Par la répartition de la puissance entre trois hélices, le diamètre des cylindres serait, d'après un calcul semblable, à réduire dans le rapport de 1 à 1,732 et la course des pistons dans le rapport de 1 à 1,532. Le diamètre et le pas de l'hélice seraient alors réduits comme le diamètre des cylindres ; le nombre de tours serait augmenté dans le rapport 1,552 ; la vitesse circonférentielle U serait diminuée dans le rapport 0,886.

Il est possible, tout en réalisant une augmentation importante du nombre de tours, et en diminuant à proportion le poids de la machine, d'accroître un peu le diamètre D des hélices, par rapport à ce qu'indique le calcul précédent, soit en laissant le pas H constant, soit même en l'augmentant, en même temps que D.

Nous ne pouvons que mentionner l'influence évidente de la position des hélices par rapport à la carène sur le rendement. L'avantage que l'on trouve à rejeter le plus possible vers l'arrière les hélices simples et les hélices doubles, pour les faire travailler dans de l'eau non troublée, est bien établi; mais il n'a jamais été chiffré. L'influence de la position des hélices triples, les unes par rapport aux autres, est encore plus évidente, et encore plus ignorée numériquement. Il est très possible que l'on améliore les rendements en augmentant la distance longitudinale qui sépare les hélices latérales de l'hélice centrale, bien que les hélices latérales se trouvent ainsi rapprochées de la carène.

A la suite de son étude sur les hélices, dont nous avons parlé au n° 137, M. Doyère avait proposé l'adoption de plusieurs hélices sur un même arbre, comme moyen d'augmenter la résistance relative O, tout en réduisant la vitesse conférentielle U et en conservant une grande latitude pour le rapport m. Ce moyen d'accroître le rendement en même temps que le nombre de tours a été essayé en 1880 sur la vedette du *Tage*, avec des hélices dont la figure 226 représente la disposition.

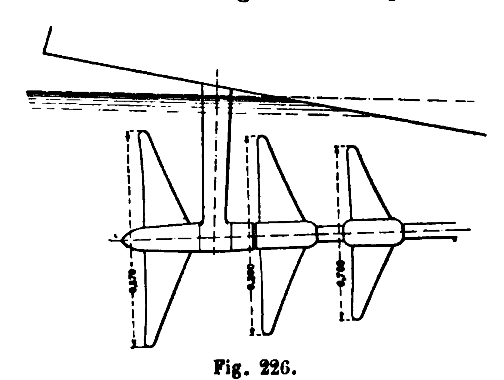


Fig. 226.

Les résultats ont été défavorables, parce que les hélices étaient trop voisines les unes des autres; l'étude a été reprise par M. Terré et a conduit à une application actuellement en cours d'exécution sur le *Grenadier*. Une disposition du même genre, adoptée par M. Ch. Parsons sur la *Turbinia*, paraît avoir conduit à de bons rendements.

La nécessité d'écarter beaucoup, les unes des autres, les hélices montées sur un même arbre, justifie l'abandon de l'hélice Mangin, autrefois adoptée dans la marine à voiles. Elle explique aussi l'infériorité du rendement des hélices à ailes déployées, quand le nombre d'ailes dépasse quatre. Cette infériorité s'est révélée, comme on sait, d'une manière inattendue sur les vaisseaux rapides de la flotte en bois, munis d'hélices à six ailes, dont l'utilisation M s'est trouvée accrue à la suite de la

rupture d'une partie des ailes. De semblables hélices, représentaient la superposition sur l'arbre, à une distance nulle, de deux hélices à trois ailes, dont chacune, d'après les expériences de l'*Elorn*, aurait présenté à elle seule, le rendement le plus avantageux.

146. — *Valeurs numériques du coefficient général d'utilisation* M. — En résumé, s'il est nécessaire de bien se rendre compte des différentes causes qui influent sur le rendement u_1 des hélices, il est indispensable, pour juger de la valeur d'une hélice, de se reporter au coefficient d'utilisation du navire M, en le comparant à celui de bâtiments analogues, devant présenter des valeurs peu différentes pour le coefficient de résistance de carène k, dans l'expression de M,

$$\text{(29)} \qquad M = \frac{1}{0{,}5144}\sqrt[3]{\frac{u\,u_1}{k}}.$$

A ce sujet, les données ne font pas défaut, et c'est toujours à elles que les constructeurs ont recours.

Nous avons réuni, dans le tableau suivant, les résultats des essais à toutes vitesses, des bâtiments déjà considérés dans le tableau XXII, en mettant, en regard de M, les principales données influant sur le rendement u_1.

TABLEAU XXVII.

1° *Bâtiments de guerre de l'ancienne flotte* (*à une seule hélice*).

Noms des bâtiments	V	N	A	ρ	$\frac{H}{D}$	O	U	I	M
	nœuds	tonnes	mètres				mètres		
Suffren	14,30	63,9	7,459	0,041	1,253	0,235	20,07	2,35	4,378
Flandre	14,34	53,9	8,200	0,052	1,418	0,288	19,16	1,70	4,402
Savoie	14,10	55,1	7,899	0,042	1,375	0,338	18,85	»	4,154
Mytho	13,25	75,7	5,807	0,093	1,082	0,312	21,80	1,05	4,076
La Clochetterie . . .	13,70	94,3	4,778	0,086	1,167	0,345	13,19	0,75	3,718
Infernet	14,40	95,4	4,071	0,047	1,167	0,355	13,19	0,75	4,042
Sané	15,02	95,5	4,843	0,052	1,215	0,388	13,20	0,70	3,951
Château-Renaud, hélice n° 1	13,90	75,7	5.704	0,000	1,267	0,444	14,14	0,60	3,871
» » n° 2	14,30	80,2	5,491	0,037	1,357	0,388	13,19	0,75	3,936
Bouvet	10,80	97,7	3,480	0,130	1,655	0,314	9,11	0,55	3,526
Lamothe-Piquet . . .	10,90	107	3,000	0,100	1,588	0,336	8,17	»	3,826
Cuvier	10,70	89	3,730	0,153	2,000	0,386	15,71	»	3,530
Etincelle	7,20	102,2	2,180	0,211	1,239	0,219	6,59	»	2,962
Caronade	8	235,6	1,040	0,210	1,155	0,200	3,64	0,00	3,170
Lance	6,80	212,5	0,981	0,260	1,155	0,198	3,64	»	3,080
Moyennes				0,101	1,340	0,316	12,91		

2° *Paquebots à une hélice.*

Noms des bâtiments	V	N	A	ρ	H/D	O	U	I	M
	nœuds	tonnes	mètres				mètres		
Champagne, hélice n° 1 .	18,65	61,6	9,345	0,065	1,428	0,468	22,56	0,10	3,845
» » n° 2 .	17,9	71,8	8,209	0,053	1,047	0,463	26,30	0,15	4,036
Normandie, hélice n° 1 .	16,7	59,3	8,692	0,081	1,410	0,431	20,79	0,03	3,799
» » n° 2 .	17,1	59,7	8,841	0,035	1,348	0,443	21,26	0,00	4,181
Versailles	15,5	66,5	7,194	0,158	1,540	0,307	19,31	0,50	3,987
Général-Chanzy . . .	18,2	93	6,040	0,072	1,332	0,474	23,84	0,55	3,925
France	13,8	60	7,100	0,105	1,420	0,340	17,58	0,70	4,008
Amérique	13,6	58,6	7,163	0,085	1,377	0,358	17,48	0,33	3,965
Saint-Germain. . . .	13,8	54,3	7,844	0,005	1,816	0,456	17,06	0,09	4,098
Moyennes. . . .				0,061	1,357	0,415	20,69		

3° *Paquebots à deux hélices.*

Noms des bâtiments	V	N	A	ρ	H/D	O	U	I	M
	nœuds	tonnes	mèt.				mèt.		
Kaiser-Wilhelm-der-Gr .	22,1	77,2	8,836	0,233	1,471	0,511	27,45	»	3,788
Touraine	19,5	77,5	7,766	0,112	1,093	0,544	23,44	0,68	4 060
Navarre.	17,8	90,3	6,657	0,078	1,400	0,438	22,31	1,60	4,070
Washington	13,48	66,9	6,220	0,077	1,456	0,462	17,32	0,85	3,871
Moyennes. . . .				0,125	1,355	0,489	22,63		

4° *Bâtiments de guerre à deux hélices.*

Noms des bâtiments	V	N	A	ρ	H/D	O	U	I	M
	nœuds	tonnes	mèt.				mèt.		
Carnot	17,8	106	5,200	0,182	1,198	0,282	29,41	2,50	3,790
Charles-Martel. . .	18,1	96,8	5,798	0,075	1,088	0,342	28,87	2,16	3,876
Brennus	17,1	91,9	5,745	0,138	1,237	0,318	26,04	2,50	3,721
Cassard.	19,8	136,5	4,187	0,119	1,178	0,479	32,14	1,36	3,716
Bugeaud	18,9	134	4,367	0,122	1,116	0,479	31,43	1,37	3,542
Friant	18,8	126,5	4,606	0,087	1,072	0,531	31,11	1,23	3,571
Du Chayla	19,6	143,4	4,247	0,097	1,084	0,437	32,26	1,59	3,733
Jean-Bart.	18,4	116,7	4,869	0,107	1,185	0,572	28,10	1,04	3,588
Lavoisier	21,5	173,7	3,830	0,065	1,140	0,570	32,73	0,87	3,356
Galilée	19,8	164	3,708	0,091	1,138	0,593	30,90	0,68	3,624
Cassini	21,2	270,2	2,418	0,124	1,062	0,570	36,76	0,68	3,160
D'Iberville	21,4	291,7	2,265	0,140	1,146	1,107	35,11	0,81	3,202
Moyennes. . . .				0,112	1,137	0,523	31,24		
New-York	21	134,8	4,808	0,245	1,310	0,298	34,42	0,75	4,067
Iris (hélice n° 1) . . .	16,58	91	5,623	0,0157	1,016	0,385	26,94	0,32	3,405
(hélice n° 2) . . .	15,73	88,9	5,461	0,0199	1,016	0,385	26,30	0,32	3,869
(hélice n° 3) . . .	18,57	97,2	5,897	0,0297	1,230	0,298	25,27	0,66	3,780
(hélice n° 4) . . .	18,58	93,2	6,153	0,0504	1,175	0,368	26,97	0,38	3,809
Nias.	13,05	208,2	1,924	0,184	1,111	0 143	23,25	»	3,547
Moyennes. . . .				0,091	1,143	0,313	27,19		

5° *Bâtiments à trois hélices* (*tous navires de guerre*).

Noms des bâtiments		V	N	A	ρ	$\frac{H}{D}$	O	U	I	M
		nœuds	tonnes	mèt.				mèt.		
Bouret	C	18,19	124,2	4,517	0,128	1,131	0,302	28,50	3,10	3,906
	L		123,5	4,550	0,107	1,132		29,08	3,05	
Charlemagne . . .	C	17,23	115,7	4,596	0,100	1,190	0,307	25,66	3,13	3,918
	L		121,7	4,370	0,124	1,190		26,76	3,16	
Minneapolis . . .	C	23,07	132,2	5,386	0,183	1,490	0,460	30,60	2,70	3,955
	L		132,3	5,320	0,206	1,466		31,66	1,45	
Columbia	C	22,4	127,7	5,414	0,158	1,550	0,452	28,53	2,36	4,00
	L		134	5,160	0,212	1,433		32,08	1,27	
Dupuy-de-Lôme . .	C	19,7	134,2	4,531	0,058	1,170	0,444	29.55	2,95	3,709
	L		129,2	4,870	0,103	1,251		28,84	1,89	
Moyennes . .	C				0,125	1,300	0,393	29,13		
	L				0,150					

6° *Torpilleurs et embarcations.*

Noms des bâtiments	V	N	A	ρ	$\frac{H}{D}$	O	U	I	M
	nœuds	tonnes	mèt.				mèt.		
Durandal	26	310	2,589	0,062	1,390	0,99	37,25	0,70	3,30
Forban	31	365	2,622	0,156	1,710	1,06	34,40	0,76	3,30
Dragon.	29,3	349	2,131	0,122	1,390	1,11	31,69	0,26	2,64
Torpilleur 189. . . .	25	352	2,192	0,097	1,190	1,02	37,52	0,40	2,18
Chevalier	26,2	348	2,325	0,158	1,550	1,25	32,32	0,28	2,94
Coureur.	23,6	381	1,912	0,244	1,850	0,71	27,65	0,08	3,26
Moyennes. . . .				0,140	1,51	1,02	33,47		
Vedette du *Cécille* . .	13	473	0,848	0,168	1.13	0,70	22,25	0,15	2,90
Vedette Chaligny. . .	8,5	355	0,739	0,261	1,13	0,80	16,43	0,16	2,45
Canot du *d'Assas*. . .	7,1	377	0,581	0,324	1,29	0,52	13,10	«	2,28
Moyennes. . . .				0,251	1,18	0,67	16,59		
Canot électrique . . .	5,8	910	0,200	0 402	0,69	0,16	23,07	0,07	2,66
Baleinière électrique .	5,5	1703	0,100	0,138	0,44	0,13	23,63	0,09	2,59
Moyennes. . . .				0,271	0,56	0,145	23,35		

7° *Bâtiments réunis au n° 7 du tableau XXII.*

Noms des bâtiments	V	N	A	ρ	$\frac{H}{D}$	O	U	I	M
	nœuds	tonnes	mèt.				mèt.		
Colossus.	16,92	107,2	4,866	0,177	1,253	0,242	26,52	2,743	3,907
Impérieuse.	17,21	88	6,033	0,100	1,222	0,202	25,28	1,60	3,872
Mersey	18,75	120	4,822	0,145	1,276	0,330	27,77	0,32	4,141
Mercury.	18,18	122,6	4.629	0,157	1,346	0,380	25,42	1,32	4,051
Scout.	16,91	150,4	3,468	0,098	1,202	0,395	25,20	0,84	3,962
Alacrity.	17	132,1	3,972	0,141	1,347	0,484	23,19	0,56	3,874
Moyennes. . . .				0,136	1,274	0,339	25,56		

§. 4. — Dispositions diverses, concernant le moment de résistance et le rendement mécanique.

147. — *Helices à pas variable, et à pas modifiable ou réversible.* — Dans les deux paragraphes 2 et 3, nous avons constamment supposé que la face travaillante des hélices a la forme géométrique très simple définie au § 1, qui suffit à déterminer ses propriétés générales, soit au point de vue du moment de résistance, soit au point de vue du rendement. En pratique, on s'écarte presque toujours de cette forme, et on fait varier le pas, tantôt suivant la directrice, c'est-à-dire le long des fractions transversales des spires, tantôt suivant les génératrices.

Dans la disposition la plus ancienne, on s'est proposé, pour faire travailler uniformément les ailes sur toute leur largeur, d'infléchir les filets d'eau d'une manière graduelle, en diminuant l'angle d'attaque à l'entrée et en l'augmentant à la sortie (fig. 227). La section de la face

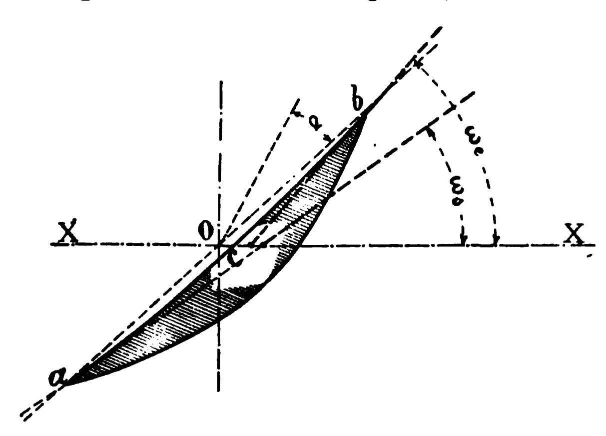


Fig. 227.

travaillante présente alors, au lieu du profil rectiligne *ab* qui correspond au pas constant, le profil concave *acb*. L'angle d'orientation du profil à l'entrée ω_e et le pas d'entrée H_e, d'une part, l'angle et le pas de sortie, ω_s, H_s, d'autre part, sont liés par les relations,

$$(2) \qquad \text{tang}\ \omega_e = \pi \frac{d}{H_e}, \qquad \text{tang}\ \omega_s = \pi \frac{d}{H_s}.$$

Le pas H, correspondant à l'orientation ω de la corde *ab*, se nomme pas moyen. L'angle géométrique d'attaque α varie d'une quantité égale à

$$\omega_e - \omega_s,$$

de l'entrée à la sortie. Cette variation est déterminée par la rotation

(46) $$\text{tang}\,(\omega_e - \omega_s) = \pi \frac{(H_s - H_e)\,d}{H_e\,H_s - d_s}$$

(46 *bis*) $$\text{tang}\,(\omega_e - \omega_s) = \frac{\pi\,m}{m^2 - 1}\,\frac{H_s - H_e}{H},$$

m étant le rapport du pas moyen H au diamètre d, au point de l'aile considérée. Il faut veiller à ce que $\omega_e - \omega_s$ reste toujours inférieur à 2α, angle d'attaque apparent déterminé par la formule,

(10) $$\text{tang}\,\alpha = \frac{\pi\,\rho}{m}\,\frac{1}{m^2(1-\rho) - \pi^2},$$

ou plutôt au double de l'angle d'attaque réel, afin que l'aile ne travaille pas à contre, près de l'arête d'entrée.

Cette variation de pas, autrefois appliquée par Dupuy de Lôme et Mangin aux hélices des grands navires, est un peu abandonnée dans la Marine. On la rencontre principalement aujourd'hui sur les hélices des paquebots et des torpilleurs. Le tableau suivant en fournit quelques exemples anciens et modernes.

Tableau XXVIII

Variation de pas, suivant la largeur de l'aile.

Noms des bâtiments	H_e	H_s	$\frac{H_s - H_e}{H}$
Algésiras	8,50	9,00	0,057
Talisman	5,20	6,00	0,143
Taureau	4,80	5,80	0,188
Hirondelle.	4,75	5,25	0,100
			0,122
Champagne (n° 2). . .	6,95	7,69	0,101
Navarre	6,27	6.96	0,104
Touraine	8,49	8,98	0,056
Général-Chanzy . . .	6,45	6,62	0,025
			0.0725
Torpilleurs 192 à 194. .	2,24	2,56	0,134
Aventurier.	2,41	2,71	0,116
Chevalier	2,66	2,83	0,062
Forban.	3,07	3,12	0,016
			0,082

Il est d'usage aujourd'hui d'abattre les deux extrémités de la face travaillante, dans la région voisine du moyeu (fig. 228), de manière à affiner un peu la partie la plus épaisse des ailes. Ici, ce n'est plus de l'angle d'attaque que l'on se préoccupe, puisqu'il se trouve accru à l'entrée; on se propose de diminuer la composante φ de la résistance de

l'aile, qui est parallèle à la trajectoire, et de diminuer ainsi le rapport μ dans l'équation (32).

Cette disposition, sur les hélices à pas variable, conduit au profil dont la figure 229 représente les ondulations, en les exagérant un peu.

On fait souvent varier le pas, non dans le sens des spires, mais dans

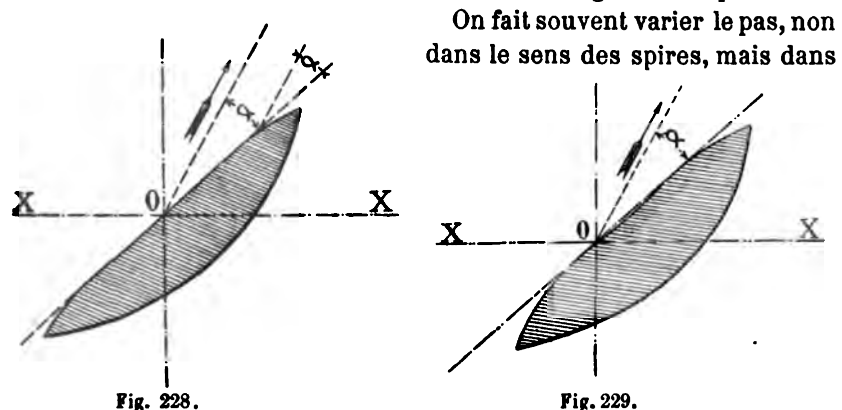


Fig. 228. Fig. 229.

celui des génératrices, en l'augmentant du moyeu à la circonférence. Cette disposition a été adoptée en 1874 sur le *Crocodile*, dans l'intention de diminuer le recul près du moyeu, qui doit être excessif, sur les navires à une seule hélice, par suite de la vitesse propre de l'eau entraînée par le navire; le résultat ne fut pas favorable. Depuis l'introduction des hélices multiples, l'habitude d'augmenter le pas à la circonférence s'est au contraire répandue, comme l'indique le tableau XXIX. En général, l'augmentation des pas commence à partir du milieu du rayon seulement.

TABLEAU XXIX

Hélices à pas variable sur la longueur des ailes.

Noms des bâtiments	Pas constant jusqu'au milieu du rayon H_1	Pas aux trois quarts du rayon H_2	Pas à l'extrémité des ailes H_3	Pas moyen H	Rapport $\frac{H_3 - H_1}{H}$
	mèt.	mèt.	mèt.	mèt.	
Carnot	6,06	6,16	6,25	6,156	0,031
D'Entrecasteaux . . .	5,96	6,12	6,28	6,12	0,052
Descartes	4,85	4,92	5,00	4,92	0,030
Du Chayla	4,58	4,67	4,74	4,662	0,034
Lavoisier	4,03	4,10	4,18	4,098	0,037
Galilée	4,03	4,10	4,18	4,098	0,037
D'Iberville	2,56	2,63	2,72	2,637	0,061
Mangini	2,62	2,70	2,73	2,683	0,041
Torpilleur 105	2,54	2,55	2,70	2,597	0,062
Bouvet . . . . B .	4,90	4,98	5,08	4,977	0,036
Bouvet . . . . C .	5,01	5,10	5,20	5,097	0,018

Sur quelques hélices récentes, on a cherché à obtenir l'angle d'attaque α constant sur toute la longueur de l'aile, en faisant varier convenablement le pas.

Il n'existe pas de données d'expérience permettant d'apprécier exactement les résultats de la variation du pas sous le rapport du rendement mécanique u_1.

Avec les hélices à pas modifiable, il s'agit, non plus d'améliorer le rendement, mais de modifier la résistance, de manière à faire développer à la machine sa puissance maximum exactement au nombre de tours prévu.

Le pas modifiable s'obtient, avec les ailes amovibles montées sur des embases circulaires, en ovalisant les trous des boulons d'attache, de manière à pouvoir donner à l'aile un léger mouvement de rotation autour de l'axe de son embase. En faisant tourner dans le sens n° 1, on augmente le pas et la résistance; dans le sens n° 2, on les diminue (fig. 230).

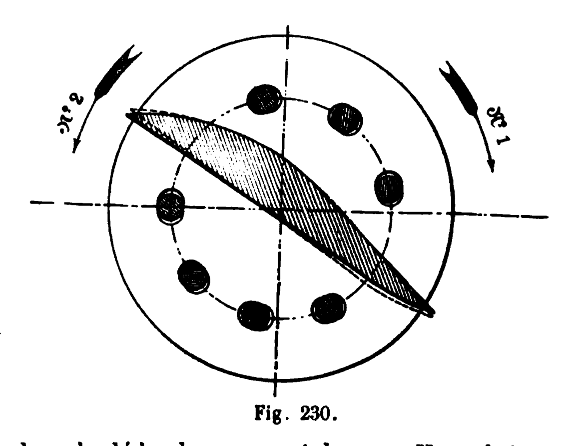


Fig. 230.

M. Daymard a calculé le changement de pas ΔH produit, en chaque point de l'aile, par cette rotation, qui augmente ou diminue tous les angles d'orientation ω d'un même angle ε. Le maximum de ΔH se trouve au point où l'angle ω passe, soit de $45° - \frac{\varepsilon}{2}$ à $45° + \frac{\varepsilon}{5}$, soit de $45° + \frac{\varepsilon}{2}$ à $45° - \frac{\varepsilon}{2}$, selon que l'on diminue ou que l'on augmente le pas; ce point est peu éloigné de celui où le rendement local u_1 est maximum, d'après la valeur de β, n° 140, figure 216. Il en résulte que la rotation ε de l'aile produit un effet favorable au rendement mécanique des extrémités, quand elle diminue le pas; elle produit, au contraire, un effet défavorable, quand elle augmente le pas.

Il arrive souvent aussi que l'on est obligé de modifier légèrement,

après exécution, le pas des hélices fondues d'une seule pièce, ce qui se fait en tordant les ailes autour de leur axe. L'opération réussit bien avec les hélices en bronze. L'angle de torsion ε diminue nécessairement, de la circonférence au moyeu.

Enfin les ailes des hélices sont quelquefois libres de tourner autour de l'axe de leur emmanchement, et sont actionnées par un mécanisme, à l'intérieur du moyeu. On peut alors changer totalement leur orientation, même en cours de marche, soit à l'aide d'une tige traversant l'arbre sur toute sa longueur, soit par une transmission hydraulique.

Les plus anciennes dispositions de ce genre sont celles adoptées, vers 1879, par MM. Kirk et Hunt sur le *Carysfort*, et par M. Bevis sur différents yachts à mâture. La question était alors de ramener les ailes dans le plan diamétral, pour diminuer leur résistance à la marche à la voile ; c'est celle qui avait conduit à adopter les hélices Mangin en France, et à construire les arrières de navires à puits avec les hélices remontables.

Le problème a été repris avec les moteurs à pétrole, cette fois en vue d'obtenir le renversement de marche du bateau. Le mécanisme de M. Bevis, qui attelle une bielle sur chaque embase d'aile a été modifié par divers constructeurs, M. Tolch, M. Moysey, M. Mac-Glasson, etc. M. Winand et MM. Steves et Hill ont appliqué l'engrenage conique ; M. Marque à Londres, M. Drzewiecki à Paris, M. Maugas à Toulon, ont eu recours à un jeu de crémaillères. Il s'agit de simples embarcations ou de très petits bâtiments.

L'emploi des turbines à vapeur, qui, de même que les moteurs à pétrole, n'ont qu'un sens de rotation, et qui, de plus, auraient besoin de conserver à peu près la vitesse de rotation normale quand la puissance diminue, ajoute à l'actualité du problème des hélices à pas réversible.

Le travail des ailes dans l'eau devient malheureusement très défectueux, dès qu'elles ont tourné d'un angle un peu étendu, parce que la forme de leur face travaillante n'a plus rien d'hélicoïdal. Dans la marche en arrière, les diverses parties de l'aile travaillent en sens contraire.

148. — *Courbure et inclinaison des génératrices.* — Les hélices peuvent se construire avec des génératrices courbes, aussi bien qu'avec des génératrices droites, et on a souvent cherché, dans la courbure des ailes suivant le rayon, un moyen d'accroître la pression sur la face travaillante et par suite le rendement mécanique.

Pour donner de la courbure aux ailes, il n'est pas besoin de recourir à l'emploi des génératrices courbes, car on peut découper des ailes courbes dans la surface de vis à filet carré.

Supposons que l'on se propose d'infléchir ainsi la ligne médiane C'*d*',

comme la figure 231 le représente en projection transversale. Le point correspondant à C', sur la spire A B, en projection longitudinale, se trouve en C à une distance,

$$Cc = C'c',$$

en arrière de l'axe XX. Le même point, dans le plan longitudinal de la

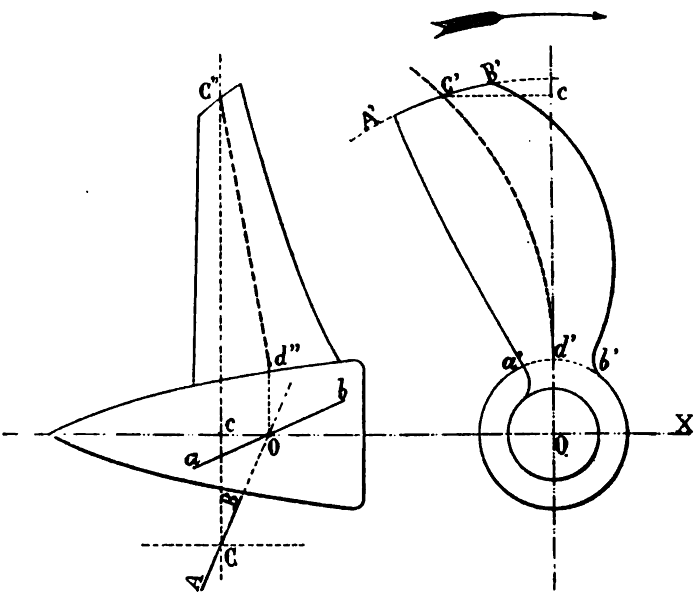


Fig. 231.

figure, se trouve en C'' sur l'arrière de O à une distance égale à O*c*.

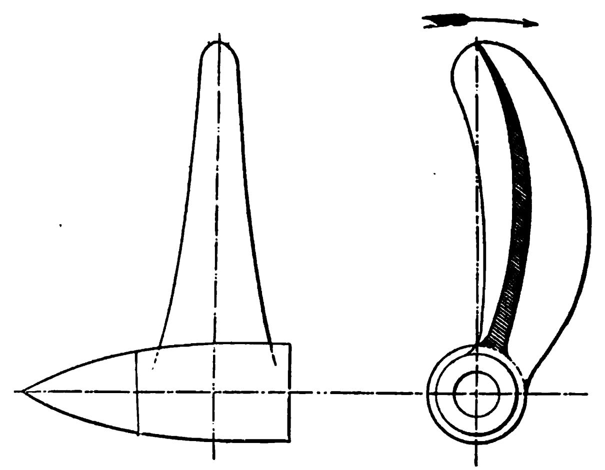


Fig. 232.

Ainsi les ailes sont rejetées sur l'arrière, en même temps que recourbées en sens inverse du mouvement de rotation.

L'inclinaison vers l'arrière a l'avantage d'écarter l'extrémité des ailes, de l'eau troublée par la carène; elle doit être particulièrement avantageuse sur les hélices latérales. La forme représentée figure 231 est très généralement adoptée aujourd'hui. L'inclinaison habituelle est de 8° à 10° sur l'arrière.

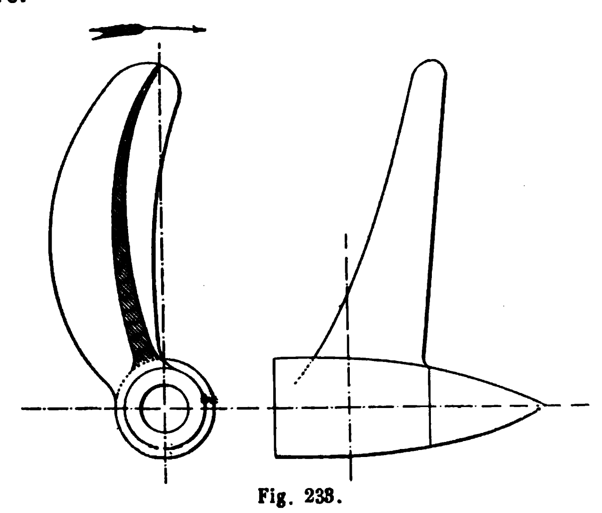


Fig. 233.

Pour avoir la courbure dans le sens transversal, sans inclinaison sur l'arrière, comme sur la figure 232, l'emploi des génératrices courbes est

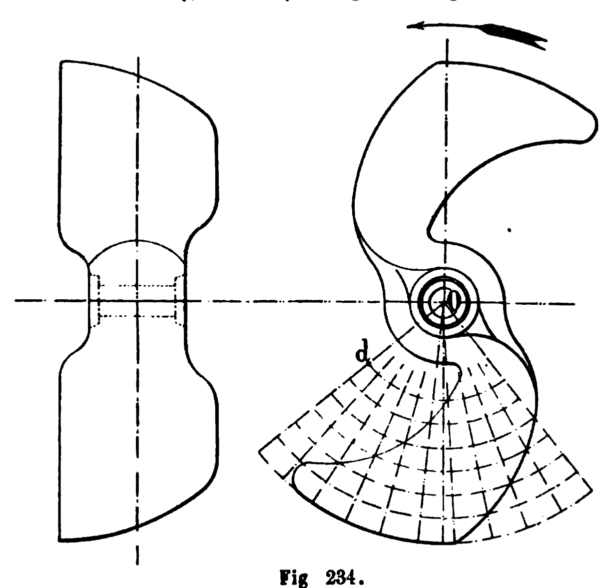


Fig 234.

indispensable. Les génératrices courbes permettent d'ailleurs toutes les combinaisons; on peut incliner par exemple les hélices sur l'arrière et

les infléchir en même temps dans le sens contraire à la rotation, comme sur la figure 233 qui représente l'hélice du ***Mytho***; l'hélice du ***Mytho*** courbée en sens inverse de la direction habituelle, a eu un rendement satisfaisant.

Les hélices à génératrices courbes ont porté assez longtemps en France le nom d'hélices Hirsch, qu'elles doivent à un inventeur allemand accueilli par l'empereur Napoléon III. L'hélice Hirsch, qui fut essayée sur le *Cuvier* en 1863, est représentée sur la figure 234. La génératrice, qui forme aussi les arêtes, est exactement une spirale $\rho = K\omega$, au delà du rayon O*d*; l'inventeur affirmait avoir déterminé cette forme par le calcul, mais ses explications étaient obscures. L'hélice du *Cuvier* eut un mauvais rendement; elle réalisa, par contre, un avantage assez marqué sous le rapport des trépidations de l'arrière du navire, comme on pouvait le prévoir sans aucun calcul.

149. — *Marche des navires avec une partie des hélices, les autres hélices étant débrayées.* — L'adoption des hélices multiples mues par des moteurs distincts permet de réaliser, de plusieurs manières, la marche à petite vitesse, qui est la marche de service habituelle pour les bâtiments de guerre.

Sur le premier bâtiment rapide de la nouvelle flotte, le ***Milan***, à deux hélices, l'éventualité de la marche à une seule hélice n'a pas été prévue dans le projet de 1879; deux machines séparées par un manchon d'embrayage sont établies sur chaque arbre; on fait fonctionner les machines arrière seules, dans la marche à petite vitesse. La même disposition a été reproduite sur le *Cécille*. Elle a été adoptée sur des navires moins rapides, les cuirassés type *Neptune*. Le bénéfice réalisé sur le travail, quand, pour marcher au dixième de la puissance seulement, comme il peut arriver sur un navire rapide, on désembraie deux machines sur quatre, est sérieux; il atteint 15 % d'après la courbe de la figure 208, dont nous nous sommes déjà servi pour évaluer le rendement u_n; l'économie sur le charbon est bien supérieure à la précédente et celle obtenue sur l'huile de graissage et la main-d'œuvre des mécaniciens est bien supérieure encore; mais le rendement des hélices n'étant pas en cause, nous n'avons à entrer ici dans aucun calcul de détail.

Sur la plupart des croiseurs et des cuirassés à deux hélices construits postérieurement, chaque arbre d'hélice est actionné par une seule machine. Pour réduire de moitié le volume de cylindres moteurs, dans la marche à faible puissance, il faut désembrayer l'une des hélices et marcher avec l'autre seulement.

L'expérience comparative entre les marches à une seule hélice et à deux hélices, à demi-vitesse, a été faite à plusieurs reprises. Sur l'*Isly*, par exemple, la vitesse de $10^m,37$ s'obtient en développant 1306 chevaux indiqués avec les deux machines et 1340 avec une seule machine; la consommation de charbon par cheval s'abaisse alors de $0^k,80$ à $0^k,61$; la dépense de charbon par mille est de 1.000 kilogrammes avec les deux machines et de 822 kilogrammes avec une seule. Sur le *Jemmapes*, les deux résistances réalisées sont respectivement 1925 chevaux et 2053 chevaux, et les deux consommations de charbon par mille pratiquemment égales, 1.597 kilogrammes avec deux hélices, 1.583 avec une seule. Une expérience faite sur le *Neptune* a été franchement favorable à la marche à deux hélices, l'angle de barre pour gouverner droit avec une seule hélice atteignant 9°; la consommation de charbon par mille, à la vitesse de $9^m,39$, a été de 1.776 kilogrammes avec deux hélices et de 1.838 avec une seule. L'expérience du *Léger*, qui, à $11^n,63$, a développé 450 chevaux et 595 chevaux, en brûlant par heure 310 kilogrammes et 456 kilogrammes, dans les deux marches avec une et des deux hélices, n'est pas concluante, parce que l'hélice inactive était embrayée. En résumé, la diminution de rendement des hélices u_1, jointe à l'effet du gouvernail, fait plus que compenser l'augmentation de rendement u du moteur, et le coefficient d'utilisation M est diminué quand on désembraie une hélice. L'augmentation de puissance, tantôt proportionnellement plus grande, tantôt proportionnellement plus faible que la diminution du charbon dépensé par cheval, fait, en moyenne, disparaître l'économie qu'on pouvait espérer. Les bâtiments à deux hélices font toujours travailler maintenant les deux hélices.

L'adoption des hélices triples a posé de nouveau la question, dans des conditions beaucoup plus favorables au désembrayage partiel des propulseurs. On a, en effet, deux moyens de réduire le volume des cylindres en marche, en désembrayant soit une, soit deux hélices, et, dans les deux cas, il n'y a pas à se servir du gouvernail pour marcher droit. De plus, la marche à une seule hélice place dans les conditions les plus économiques du fonctionnement des machines, quand on veut réaliser la moitié de la vitesse maximum. En effet, si nous acceptons pour exact le tableau donné au n° 19 comme indication des consommations d'une même machine à diverses allures, nous voyons que la marche économique est celle qui correspond à 0,4 de la puissance maximum, ce qui, pour une seule machine, représente 0,133 de la puissance maximum des trois. Or, la réduction de puissance dans le rapport 0,133 correspond bien à la réduction de moitié pour la vitesse du navire.

Le problème méritant ainsi une étude attentive pour les bâtiments à

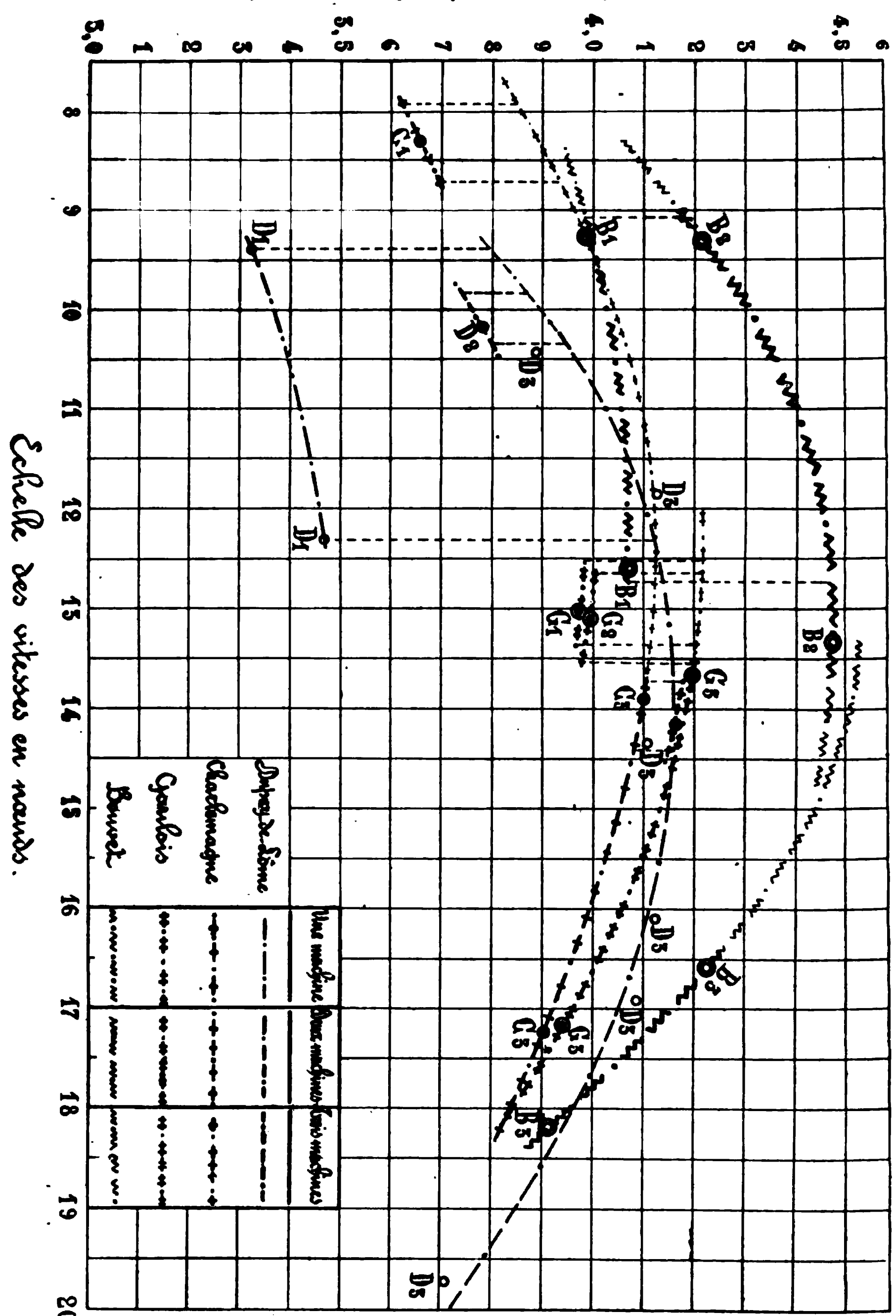

Échelle des M (utilisation)
Échelle des vitesses en nœuds.
Dupuy de Lôme
Charlemagne
Gaulois
Bouvet
Une machine
Deux machines
Trois machines

Fig. 235.

trois hélices, il est intéressant de consulter les quelques données recueillies jusqu'ici; nous les discuterons, tout d'abord, au point de vue du rendement des hélices v_1.

La figure 235 donne, en ordonnées, les valeurs de M obtenues dans tous les essais des cuirassés *Bouvet*, *Charlemagne*, *Gaulois*, à une hélice, deux hélices, trois hélices, les vitesses en nœuds étant prises pour abscisses. Lorsque la valeur de M avec un même nombre d'hélices est connue pour plusieurs vitesses, les points ont été réunis par une courbe; la courbe est quelquefois prolongée au delà des points qui la déterminent, et ne fournit plus alors que des indications douteuses. Les résultats des essais du *Dupuy-de-Lôme*, également inscrits sur la figure, ne peuvent pas servir à la discussion, parce que les hélices inactives étaient restées embrayées.

Le groupe des résultats assez incomplets des trois cuirassés paraît indiquer qu'à demi-vitesse environ, à $8^n,5$, la valeur de M descend de 3,92 à 3,67, ou du moins s'abaisse dans cette proportion, lorsqu'on désembraie les deux hélices latérales, pour marcher avec la machine centrale seule. Ce changement de valeur de M est uniquement dû aux variations de u et de u_1, le coefficient de résistance k de la carène étant resté sensiblement le même. Nous avons donc, en distinguant par un accent les rendements u et u_1 dans la marche à une seule hélice,

$$(50) \qquad \frac{u' u_1'}{u u_1} = \left(\frac{M'}{M}\right)^3 = \left(\frac{3,67}{3,92}\right)^3 = 0,820.$$

Si maintenant nous nous reportons, comme nous l'avons fait dans d'autres circonstances, à la courbe

$$\varepsilon = 0,10, \qquad u = 0,90,$$

de la figure 208, en y supposant les réductions de puissance,

$$\frac{Fn}{F} = 0,30 \quad \text{et} \quad \frac{Fn}{F} = 0,10,$$

qui correspondent à la marche à $8^n,5$ avec une hélice et trois hélices, nous obtenons, respectivement,

$$\frac{u_n}{u} = 0,880 \quad \text{et} \quad \frac{u_n}{u} = 0,655\,;$$

cela nous donne, pour le rapport des deux rendements mécaniques du moteur,

$$(50\ bis) \qquad \frac{u'}{u} = \frac{0,880}{0,655} = 1,32.$$

D'après les deux égalités (50) et (50 *bis*), nous obtenons, pour le rapport des rendements d'hélice,

$$\frac{u_1'}{u_1} = \frac{0,820}{1,32} = 0,622.$$

Cette très grande diminution du rendement mécanique des hélices, lorsque deux d'entre elles sont désembrayées sur trois, n'est pas uniquement due à la diminution de la résistance relavive O, dans le rapport de 3 à 1. Elle doit être en partie attribuée au travail résistant des deux hélices désembrayées, dont l'importance a été révélée par les essais de la *Kaiserin-Augusta.*

La *Kaiserin-Augusta* est un des premiers croiseurs qui avait reçu trois hélices. Dans les essais exécutés avec une partie des machines seulement, on a tantôt désembrayé, et tantôt démonté les hélices des machines laissées au repos. On a pu constater ainsi que la rotation des deux hélices latérales désembrayées absorbe 740 chevaux, à la vitesse de $14^n,1$, avec un recul de $0^m,37$; la rotation de l'hélice centrale débrayée absorbe 2.600 chevaux environ, à la vitesse de $19^n,3$. Ces chiffres, quand on se rend compte du travail résistant d'un arbre dans les paliers et presse-étoupes, donnent une assez pauvre idée du rendement mécanique de l'eau comme moteur faisant tourner les hélices.

Une particularité des essais de la *Kaiserin-Augusta* a été de donner des valeurs de M plus grandes, à vitesse égale, après démontage d'une ou deux hélices qu'avec les trois hélices en fonction.

Des courbes de valeurs de M telles que celles de la figure 235, combinées avec le tableau des consommations de charbon du n° 19, permettent de déterminer la marche la plus économique du navire. Le tableau indique que, pour les cuirassés type *Charlemagne*, à $8^n,5$, quand les valeurs de M^3 varient dans le rapport 0,820, les consommations de charbon par cheval varient dans le rapport.

$$\frac{0,87}{0,73} = 1,19.$$

Par suite, la consommation par mille parcouru, avec une seule hélice, est, à la consommation avec trois hélices, dans le rapport

$$0,820 \times 1,19 = 0,956,$$

c'est-à-dire que les consommations sont pratiquement égales. Les expériences du *Gaulois* ne permettent pas de contrôler ces chiffres.

Pour la marche avec les trois hélices et celle avec les deux hélices latérales seules, l'hélice centrale étant désembrayée, à la vitesse de $13^n,5$, les expériences ont donné :

	Valeur de M		Consommation par mille	
	trois hélices	deux hélices	trois hélices	deux hélices
Charlemagne	4,10	4,18	233k	200k
Gaulois.	4,20	3,98	205	218
Moyennes	4,15	4,08	219k	209k

Enfin, pour comparer la marche avec une seule hélice et celle avec deux hélices, on a trouvé, sur le *Bouvet*, à 9n,25,

Valeur de M		Consommation par mille	
deux hélices	une hélice	deux hélices	une hélice
4,22	3,98	141k	145k

Les consommations par mille, soit calculées, soit observées, à vitesse égale et en marchant, soit avec une, soit avec deux, soit avec trois hélices, ne différeraient jamais entre elles de plus de 5 %, d'après les chiffres qui précèdent.

150. — *Expériences de modèles sur le fonctionnement des hélices et sur la vitesse d'entraînement de l'eau.* — La difficulté de faire, sans trop de dépense, des essais comparatifs concluants entre des hélices différentes, devait conduire à entreprendre des expériences de modèles. Le principe de la similitude dynamique, qui est applicable au moment de résistance des hélices, se prête malheureusement assez mal à l'étude de leur rendement mécanique. Le rendement $\mu_{\prime\prime}$ en effet, de même que le rapport μ, nos 140, 141, dépend, à un haut degré, du rapport entre la résistance directe ou par rencontre et le frottement, sous de faibles angles d'attaque, c'est-à-dire de lois auxquelles le principe de la similitude dynamique n'est pas applicable.

Quoiqu'il en soit, les expériences méthodiques, comprenant la comparaison exacte avec la résistance des hélices véritables E, et l'utilisation des navires M, ne peuvent manquer de donner, à la longue, des résultats étendus, corrigés des causes d'erreur les plus dangereuses, et conduisant à des applications pratiques.

La plus longue série d'études est celle qui a été commencée par W. Froude, et continuée par son fils M. R.-E. Froude, dans les bassins de Torquay et de Haslar, d'où est sortie la première application pratique du principe de la similitude dynamique. Le bassin de MM. Denny, à Dumbarton, rivalise maintenant avec celui de Haslar.

Les expériences anglaises se font toujours en suspendant l'hélice à un chariot spécial qui porte tous les appareils enregistreurs la concernant, et qui suit le modèle du navire dans le bassin. L'hélice fait un nombre de tours inversement proportionnel à la racine carrée du rapport de similitude, ce qui donne, pour sa vitesse circonférentielle U, comparée à celle de la grande hélice,

$$U_1 = \pi D \lambda \times \frac{N}{\sqrt{\lambda}} = U \sqrt{\lambda}. \tag{52}$$

Le moment moteur $\mathfrak{M}$, la poussée R_1 et la vitesse de translation V sont enregistrés exactement. La résistance du modèle à la marche est également mesurée ; cette résistance est, comme on sait, influencée sensiblement par la présence de l'hélice.

Le travail de M. Froude constitue, à lui seul, une étude complète des hélices, résistance et rendement. Il n'est pas possible d'en donner ici une analyse complète, mais il sera utile d'indiquer la méthode suivie et les résultats principaux obtenus, pour en montrer l'importance et pour en faciliter l'intelligence dans le texte original.

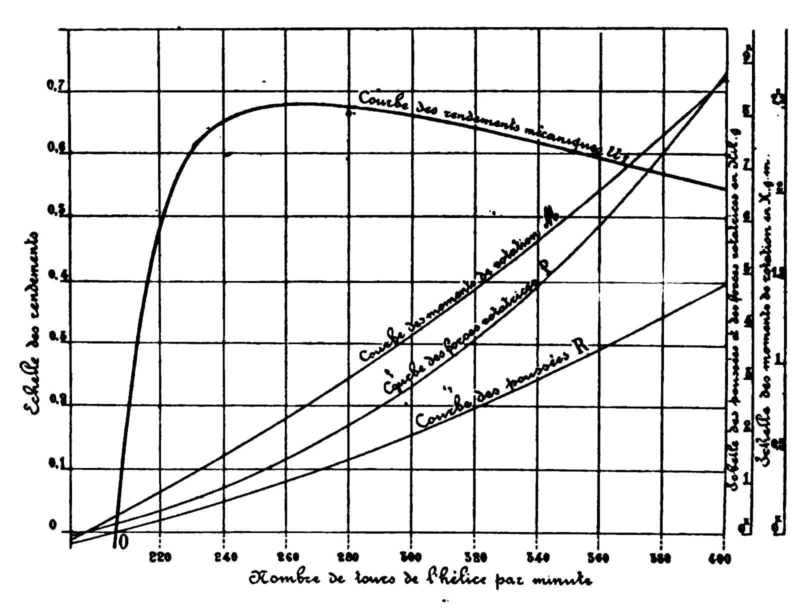


Fig. 236.

M. Froude étudie le fonctionnement de chaque modèle d'hélice dans deux séries d'expériences semblables, l'une faite sans modèle de navire, la seconde avec le modèle de navire placé devant l'hélice. Les nombres de tours N varient de la même manière dans les deux séries.

Les deux vitesses de translation sont différentes, V_1 pour l'hélice seule, V pour le navire et l'hélice.

Considérons d'abord les expériences faites avec l'hélice seule. Pour une vitesse V_1, prenons les nombres de tours pour abscisses ; traçons la courbe des poussées R_1, celle des moments moteurs $\mathfrak{M}$ et celle des rendement u_1. M. Froude met le rendement sous une forme un peu inaccoutumée, en calculant la force rotative P qui, parcourant, par tour, une circonférence de longueur égale à l'avance réelle A, ferait le travail,

$$PA = 2\pi\mathfrak{M}; \tag{53}$$

il écrit ainsi

$$u_1 = \frac{R_1 A}{2\pi\mathfrak{M}} = \frac{R_1}{P}. \tag{54}$$

La courbe des rendements obtenus, représentée fig. 236, montre que le rendement u_1 varie très lentement, dans les environs de son maximum, et que, par suite, on dispose d'une grande latitude au point de vue du rendement, dans la détermination des éléments des hélices.

Prenons maintenant pour origine des abscisses, non plus le zéro des nombres de tours, mais le point O de poussée nulle et de rendement nul, pour lequel on a une avance égale au pas,

$$\frac{60\,V_1}{N} = H.$$

Les abscisses deviennent ainsi, au lieu de N,

$$N - \frac{60\,V_1}{H} = N\left(1 - \frac{60\,V_1}{NH}\right) = N\rho; \tag{55}$$

elles représentent à la fois le nombre de tours et le recul.

Dans ces nouvelles conditions, toutes les séries d'expériences, faites avec une même hélice et à des vitesses différentes V_1, donnent des courbes différentes pour R_1 et P, avec une courbe unique de rendement u_1 : en effet, à valeur égale du nombre de tours N et du recul ρ, les deux forces R_1 et P de l'équation (54) croissent dans la même proportion.

En faisant ensuite la même série d'expériences avec l'hélice et la coque, M. Froude a trouvé des figures identiques dans les deux cas, conduisant encore à la même courbe unique u_1 de l'hélice sans coque ; mais les deux expériences conduisant à des courbes identiques ne sont pas faites à la même vitesse : la vitesse V avec la coque est plus grande que la vitesse V_1 avec l'hélice seule. La différence $V - V_1$ a été considérée par M. Froude comme la vitesse d'entraînement de l'eau dans le sillage. Il est assez remarquable que l'effet très irrégulier du sillage se résoud

ainsi, pratiquement, en celui d'une vitesse, partout égale, de la veine liquide attaquée par l'hélice.

La courbe unique de rendement de la figure 236 est ainsi applicable à toutes les séries d'expériences faites avec ou sans coque de navire, à la condition de retrancher, de la vitesse de translation V, dans le calcul des abscisses, équation (55),

$$V - V_1 = v,$$

c'est-à-dire de tout ramener aux vitesses V_1 de l'hélice seule.

La principale série d'expériences de M. Froude, dont les résultats aient été publiés, a été faite avec quatre modèles d'hélices, de $0^m,207$ de diamètre, présentant les quatre rapports *m* suivants du pas au diamètre : 1,225, — 1,40, — 1,80, — 2,20.

La vitesse de traction a été uniformément de $1^m,05$ par seconde ; pour les hélices seules, elle correspondrait, d'après le rapport de similitude, à une vitesse V_1 de $4^m,027$, ou $7^n,83$, pour un navire ayant une hélice de $3^m,05$ (10 pieds) de diamètre. M. Froude a calculé, d'après les expériences de modèles, les résultats à prévoir, pour une hélice de $3^m,05$ de diamètre D, avec 10 nœuds de vitesse V_1, en considérant que les poussées produites à recul constant, par des hélices semblables, sont proportionnelles à $D^2 V_1^2$.

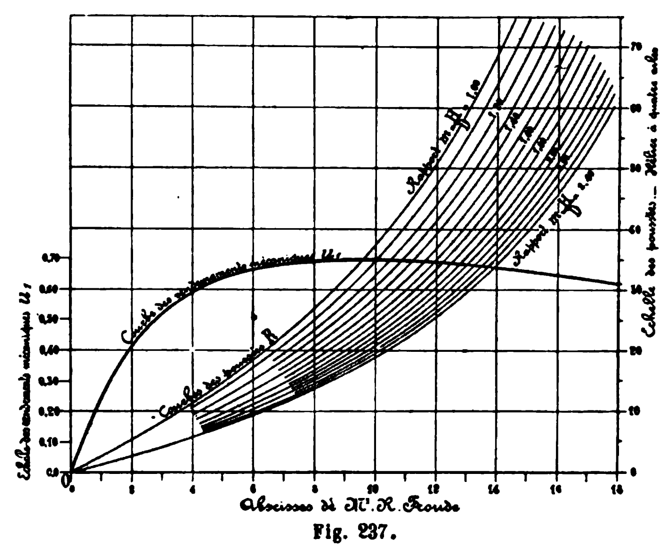


Fig. 237.

La figure 237 représente les résultats de cette série d'expériences de modèles.

Dans cette figure, les courbes des poussées s'appliquent, non pas aux quatre modèles d'hélices essayés, mais bien à quinze hélices présentant

des rapports du pas au diamètre variant graduellement par dixième de 1 à 2,4, dont le fonctionnement a été déduit, par interpolation, des expériences exécutées.

Une même courbe de rendement u_1 est applicable à toutes les hélices. Le même rendement maximum peut donc être donné par toutes; mais il correspond à des nombres de tours très différents, l'échelle des abscisses variant d'une hélice à l'autre, avec la valeur du pas.

Tel est le résultat principal des expériences de M. Froude, très intéressantes sous beaucoup d'autres rapports. Le degré de concordance avec les résultats fournis par les hélices véritables, à la suite des applications qui ont pu être faites par l'Amirauté anglaise, n'est pas connu.

M. Froude a étudié l'influence du nombre d'ailes, de la même manière que celle du rapport du pas au diamètre.

L'influence de la fraction de pas f sur le rendement a été étudiée aux Etats-Unis par M. Durand, dans une série d'expériences, inspirées par celles de M. Froude, qui ont été faites, comme ces dernières, à une vitesse constante et à des nombres de tours variés. Les hélices étaient suspendues à l'avant d'un petit navire, qui portait les appareils enregistreurs du moment $\mathfrak{M}$ et de la poussée R_1.

Il a été essayé cinq modèles d'hélices, de la forme d'aile elliptique des hélices américaines, fig. 254, différant entre elles par la fraction de pas, et présentant les dimensions suivantes.

	A	B	C	D	E
Diamètre . . . . D	$0^m,305$	comme A	comme A	comme A	comme A
Pas. . . . . . H	0 396	»	»	»	»
Rapport . . . . m	1 3	»	»	»	»
Nombre d'ailes . . n	2	»	»	»	»
Fraction de pas. . f	1 127	0,192	0,255	0,381	0,511

La vitesse de translation uniforme était de $0^m,508$.

Les nombres de tours variaient de manière à faire donner successivement à chaque hélice quatre poussées différentes. Les résultats obtenus ont été ramenés à ceux correspondant aux quatre poussées,

$$0^k,227 — 0^k,454, — 0^k,680, — 0^k,927,$$

qui varient de demi-livre en demi-livre.

La figure 247 représente les rendements obtenus u_1, dans deux séries de courbes, tracées, les unes à poussée constante pour les cinq hélices,

les autres à poussée variable pour chaque hélice en particulier. Les reculs ρ sont pris pour abscisses.

Les différences de rendement maximum atteignent 0,06 environ, de 0,63 pour les hélices D et E à 0,69 pour l'hélice A. Les résultats sont favorables aux faibles fractions de pas. L'influence de la fraction de pas dépend essentiellement, d'ailleurs, du rapport du frottement à la résistance directe qui n'est pas le même sur les hélices et sur leurs modèles.

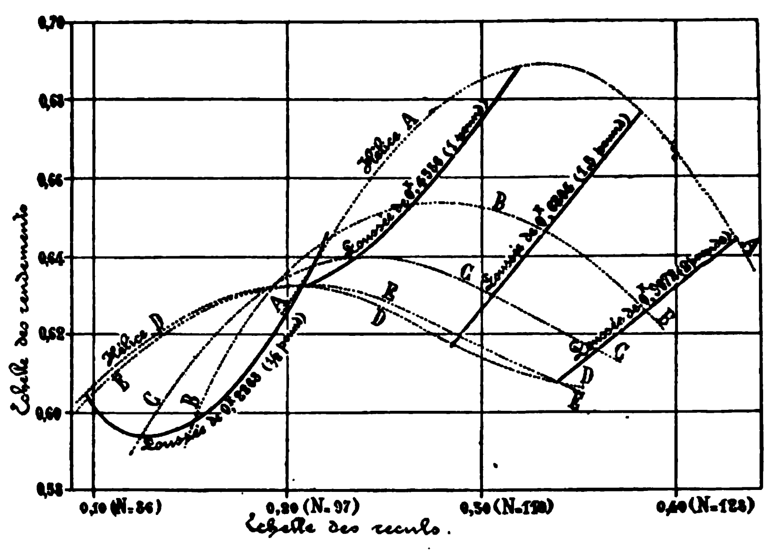


Fig. 238.

Parmi les expériences les plus intéressantes qui aient été faites avec des modèles, il faut citer celles de M. Calvert pour la mesure de la vitesse d'entraînement de l'eau sur l'arrière de la carène, dans la région où les hélices travaillent. La direction des filets liquides et la vitesse relative du sillage par rapport à la vitesse de la coque doivent être les mêmes, pour le modèle et pour le navire, à des vitesses satisfaisant à la loi de similitude.

Les deux figures 239 et 240 représentent approximativement les courbes de séparation des couches liquides présentant des vitesses d'entraînement comprises entre 0,5 V et 0,05 V. La figure 239 intéresse particulièrement des hélices latérales, et la figure 240 les hélices centrales.

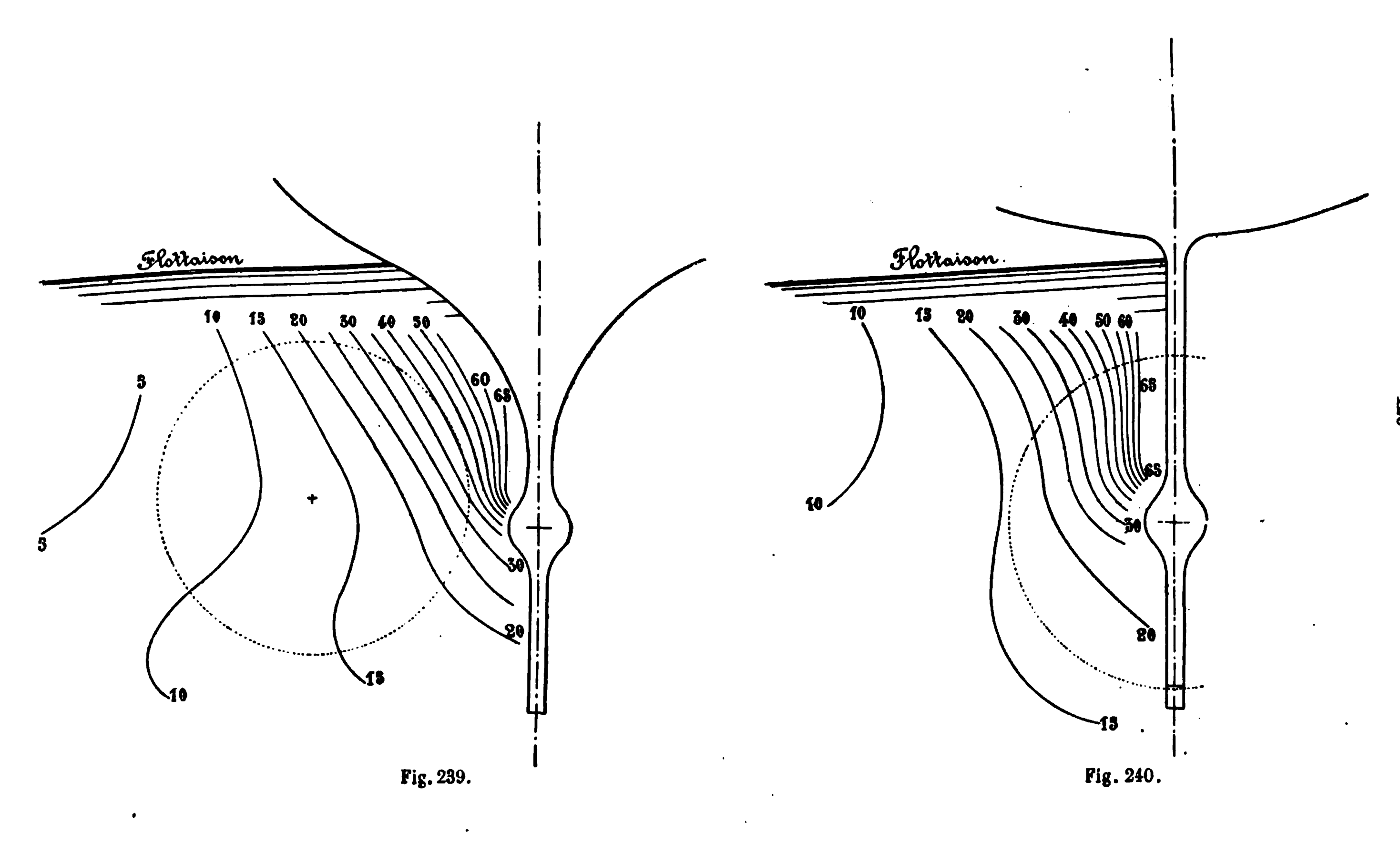


Fig. 239.

Fig. 240.

151. — *Expériences à faire sur les hélices véritables. Dynamomètre de poussée de M. Terré.* — Une connaissance du rendement mécanique plus exacte que celle actuelle présenterait assez d'intérêt, même au point de vue pécuniaire, pour justifier quelques expériences sur des hélices et des navires véritables. Tout en espérant être parvenus par la pratique à dessiner des hélices passables, nous ne sommes nullement assurés, en effet, de réaliser à 5 % près, le meilleur rendement possible; or une économie de 5 %, sur la consommation de charbon et d'huile d'un grand paquebot ou d'un grand croiseur consommant, à toute vitesse, 400 à 500 tonnes de charbon par jour, paierait vite la fonte et l'ajustage de quelques hélices à mettre successivement en service. L'économie sur le fonctionnement n'est même pas seule en jeu, peut-être y a-t-il à gagner sur le poids du moteur. L'hélice, en effet, est un propulseur merveilleux, par la manière dont elle se prête aux marches à des allures variées, sans beaucoup perdre sur son rendement mécanique. Les limites, que nous imposons au rapport du pas au diamètre et à la vitesse circonférentielle, et dont, dans beaucoup de cas, le nombre de tours de la machine dépend, sont peut-être trop étroites. Il importerait de savoir s'il n'est pas possible de se mouvoir plus à l'aise, à la demande du moteur.

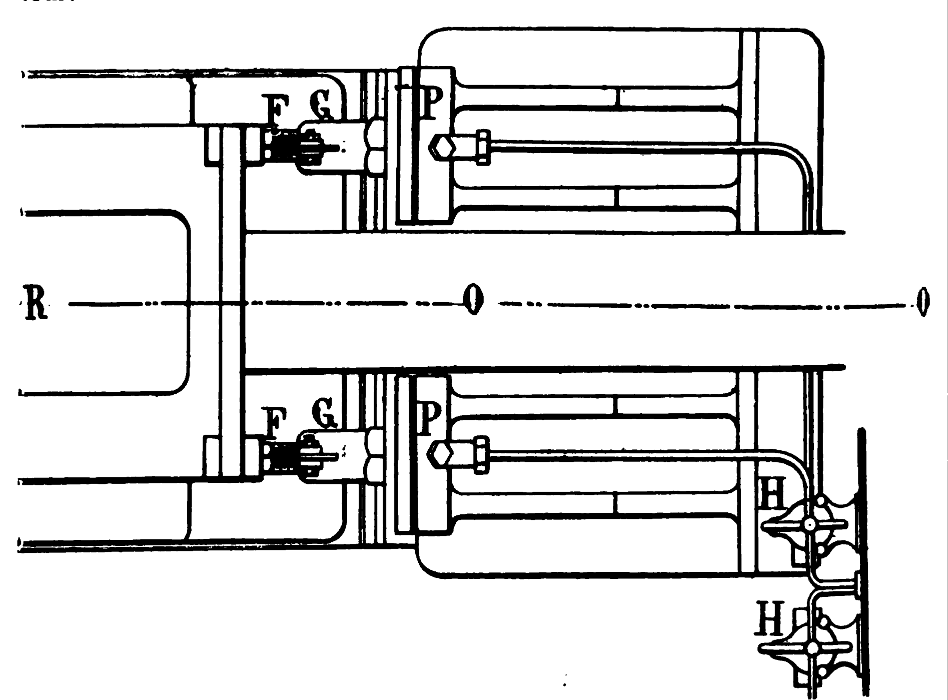


Fig. 241.

Les expériences devraient porter, principalement, ainsi que cela ressort des numéros qui précèdent, sur le rapport du pas au diamètre *m* et la fraction de pas *f* au point de vue du rendement. Il faudrait savoir jusqu'à quel nombre de tours on peut faire travailler une hélice de diamètre D donné, et jusqu'à quel pas il faut descendre, pour avoir le meilleur rendement u_1 avec un nombre de tours donné N, quand le diamètre n'est pas limité. D'autres questions, encore, demanderaient une étude expérimentale, la position relative, par exemple, à donner aux hélices latérales par rapport à l'hélice centrale, sur les bâtiments à trois hélices.

En menant de front des expériences de petit modèle avec celles sur les hélices véritables, on pourrait, après l'étude comparative des résultats, étendre, comme nous l'avons dit au n° 149, les expériences de petit modèle, en interprétant avec précision leurs résultats.

Les expériences d'hélice, pour être concluantes, appellent la mesure

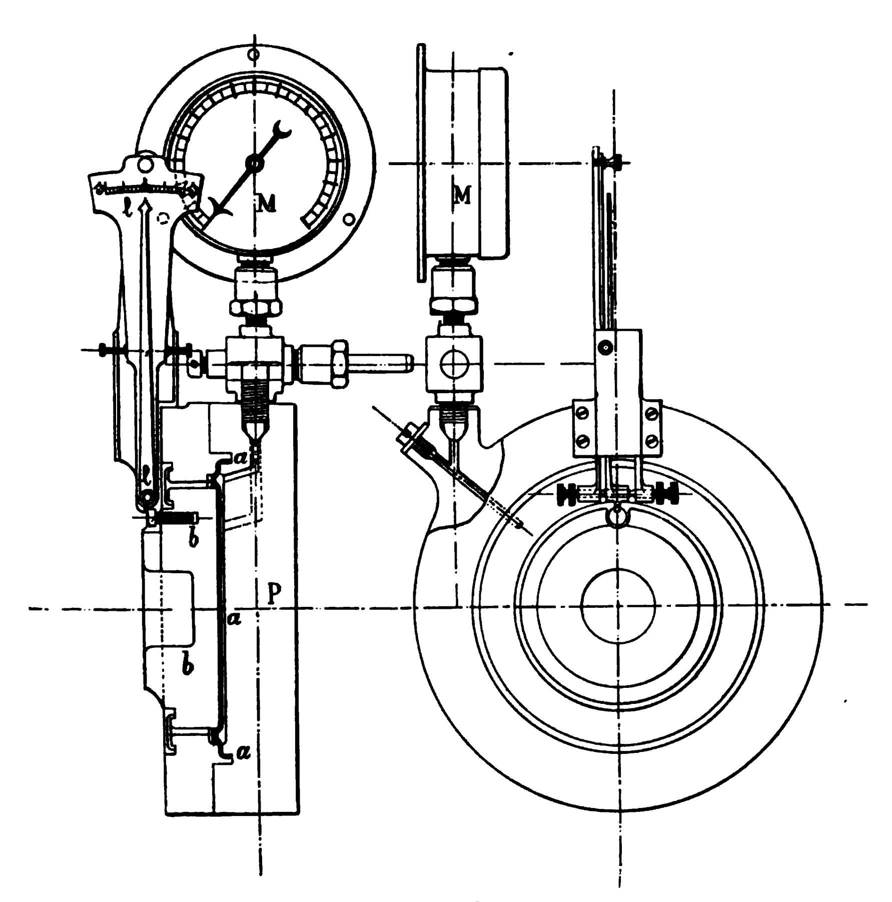


Fig. 241 *bis*.

exacte du travail moteur F' et de la poussée R. Nous avons parlé, au n° 129, des dynamomètres de rotation propres à la mesure de F'. Pour la mesure de R, le dynamomètre de M. Terré, expérimenté sur le *Haleur* paraît être d'un fonctionnement aussi simple que précis.

Cet instrument s'applique sur le palier de butée R, qui a été préalablement rendu libre dans le sens de l'arbre OO, et il en reçoit toute la poussée. Il se compose de deux presses à glycérine PP, figure 241, placées symétriquement sur les deux côtés de l'arbre. Le palier de butée s'appuie sur ces presses par l'intermédiaire de tiges, qui sont divisées en deux parties F,G, et dont on peut régler exactement la longueur.

Chaque presse est constituée essentiellement par un diaphragme en acier *a a*, figure 241 *bis*, recevant sur une face la poussée de l'hélice qui lui est transmise par le disque *b*, et sur l'autre face la pression de la glycérine qui fait équilibre à la poussée. La pression de la glycérine, mesurée par le manomètre M, donne la mesure de la poussée.

La seule opération consiste, pour l'observateur, à ramener chaque fois le diaphragme, et par suite de disque *b* à leur position initiale par rapport à la presse P, à l'aide d'un appareil de réglage à piston plongeur H, qui permet de faire varier à volonté la quantité de glycérine contenue dans le réservoir, c'est-à-dire derrière le diaphragme. La position relative du disque et de la presse est indiquée par un levier en *l l* à grande multiplication, dont le petit bras est appuyé sur le disque par un ressort, tandis que son axe et son cadran indicateur *r* sont portés par la presse.

Les appareils dynamométriques à diaphragme, très employés par plusieurs constructeurs américains, particulièrement par M. Emery, ont eu jusqu'ici peu d'applications en France. A la Compagnie P.-L.-M, M. Lebasteur les applique cependant avec succès, depuis plusieurs années, à la vérification des machines à essayer les métaux.

§ 5. — Construction des hélices.

152. — *Épaisseur des ailes près du moyeu. Calcul de la résistance à la flexion.* — Le calcul de la pression de l'eau en chaque point de l'aile, donnant le moment de flexion exercé sur toutes les sections transversales, serait impossible à établir. Le moment de flexion maximum exercé sur la racine des ailes, au joint avec le moyeu, est donné au contraire immédiatement, par le travail moteur de la machine.

Soit $\mathfrak{M}$ la somme des moments de résistance des différentes ailes fai-

sant équilibre aux moments de flexion exercés par l'eau, figure 242, nous avons :

(56) $$\mathfrak{M} = F' \frac{60 \times 75}{2 \pi N} = 716\, u \frac{F}{N}.$$

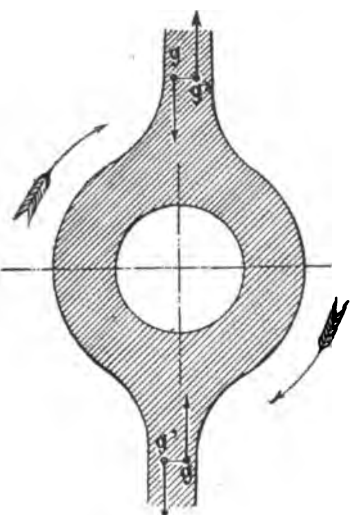


Fig. 242.

Soient I le moment d'inertie de la section de l'aile,

l la distance de la fibre la plus chargée, au centre de gravité de la section,

R l'effort par millim. carré sur la fibre la plus chargée,

n le nombre d'ailes.

Nous avons :

(57) $$\mathfrak{M} = n \frac{\mathrm{R\,I}}{e}.$$

Les deux équations (56) et (57) nous donnent,

(58) $$\mathrm{R} \frac{\mathrm{I}}{e} = \frac{716\, u}{n} \frac{\mathrm{F}}{\mathrm{N}},$$

équation qui permet de déterminer les dimensions transversales de l'aile à sa racine, si l'on se donne la charge maximum R.

Pour arriver à une formule d'une application plus commode, M. Seaton considère, non la section d'encastrement au moyeu, mais la section, à un rayon égal à trois fois le rayon r de l'arbre porte-hélice, c'est-à-dire en dehors des congés de raccordement. Le moment de flexion total, à ce rayon, n'est plus égal au moment moteur; mais il en est une fraction constante, si le rapport du rayon du moyeu au rayon de l'arbre est constant.

D'autre part, en appelant a la largeur de l'aile et b sa plus grande épaisseur à la section considérée, les sections des différentes hélices au rayon $3\,r$ étant supposées semblables, le moment de résistance,

$$\mathrm{R} \frac{\mathrm{I}}{e}, \text{ est proportionnel à } a\, b^2.$$

Nous avons ainsi, en réunissant toutes les constantes en une seule K,

$$\mathrm{R}\, a\, b^2 = \mathrm{K} \frac{u}{n} \frac{\mathrm{F}}{\mathrm{N}},$$

d'où nous tirons la formule usuelle de Seaton,

(59) $$b = \sqrt{\frac{u\,\mathrm{F}}{a\,n\,\mathrm{N}} \frac{\mathrm{K}}{\mathrm{R}}}.$$

$\frac{K}{R}$ doit être d'autant plus élevé que l'on emploie un métal moins résistant. M. Seaton lui attribue les valeurs suivantes :

Ailes d'hélice en fonte de fer.	66.000
— en bronze ordinaire.	33.000
— en acier moulé.	26.000
— en acier forgé ou en bronze supérieur	24.500

M. Seaton attribue en même temps à u les valeurs suivantes, qui sont simplement comparatives, d'un sytème de machines à l'autre; les valeurs de K tiennent compte du rapport du rendement maximum à l'unité :

Machines à deux manivelles.	$u = 100$
Machines à trois manivelles, détente double.	— 90
Machines à trois manivelles, détente triple	— 85
Ajoutons, machines à quatre manivelles.	— 80

L'application de la formule (59), dont nous avons calculé les constantes ci-dessus de manière à prendre le millimètre pour unité dans a et b, conduit aux valeurs de b suivantes, quand on l'applique à quelques hélices connues et éprouvées. En regard de la valeur calculée de b, nous avons inscrit la valeur d'exécution, relevée sur le plan de l'hélice.

TABLEAU XXX

Epaisseurs d'hélices, comparées aux épaisseurs calculées par la formule de M. Seaton.

Noms des bâtiments	Valeur de b		Nature du métal
	Existante	Calculée	
Brennus.	132,2	182,8	Acier
Bouvet	131,9	162,4	Bronze supérieur
Du Chayla.	127	149	—
Jean-Bart	145	147,1	—
Lavoisier	107	141,5	—
d'Iberville	63	82	—
Marceau	196	217	Bronze ordinaire
Sfax.	155	177	—
Meurthe.	100	100	—

Pour discuter les chiffres de ce tableau, il faut considérer que le

bronze dit supérieur, employé dans la marine française, mérite l'accroissement de valeur de R

$$\frac{33000 - 24500}{33000} = \frac{1}{3,9},$$

qui lui est attribué par M. Seaton. Les caractéristiques sont, en effet :

Résistance à la rupture	35 kil. par millim. carré
Limite élastique de charge . . .	16 kil. id
Allongement à la rupture . . .	18 %.

Dans ces conditions, les épaisseurs d'ailes adoptées avec le bronze supérieur paraissent suffisantes, car on n'a pas eu depuis longtemps de ruptures d'ailes à enregistrer. Nous verrons d'ailleurs, au chapitre X, les qualités comparatives du bronze supérieur et du bronze ordinaire.

L'épaisseur a, d'après ce que nous avons vu, une influence très appréciable sur le rendement. En sacrifiant trop au rendement, on avait été conduit autrefois, à des épaisseurs d'ailes insuffisantes, qui ont donné lieu, il y a une quarantaine d'années, à des accidents assez fréquents.

Au lieu de rapporter, comme M. Seaton, la résistance des ailes au moment moteur de la machine

$$u \frac{F}{N},$$

on la rapporte généralement, à Indret, au moment de résistance de l'arbre porte-hélice à la torsion. Les deux procédés sont d'ailleurs équivalents.

Soit R la charge maximum par torsion sur l'arbre porte-hélice, nous avons :

$$\mathfrak{M} = \frac{\pi r^3}{2} R \qquad (60)$$

dans le cas d'un arbre plein, et :

$$M = \frac{\pi (r_1^4 - r_0^4)}{2 r_0} R_1 \qquad (60\ bis)$$

dans le cas d'un arbre creux.

Nous avons, entre la charge de l'arbre R_1 et celle de l'hélice R, à la distance $3r$ de l'axe, l'égalité,

$$k\, n\, a\, b^r\, R = \frac{\pi r^r}{2} R_1, \qquad (61)$$

formule simple et homogène, qui nous donne, soit,

$$b = \sqrt{\frac{\pi}{2k} \frac{R_1}{R}} \times \sqrt{\frac{r^3}{n\, a}}, \qquad (62)$$

soit, en posant,

$$\sqrt{\frac{\pi}{2k}\frac{R_1}{R}} = K_1,$$

(63) $$K_1 = b\sqrt{\frac{na}{r^3}}.$$

Nous avons réuni dans le tableau suivant, un certain nombre de valeurs de K_1 calculées pour des hélices éprouvées, en y joignant les carrés K_1^2, auxquels le rapport $\frac{R_1}{R}$ est proportionnel, mais non pas égal.

TABLEAU XXXI

Rapport de la charge de l'arbre à la charge des ailes d'hélices.

Noms des bâtiments	n	a	b	r_1	r_o	K_1	K_1^2	Nature du métal
Brennus.	4	1,155	132,2	0,255	0,180	3,93	15,44	Acier
Bouvet	3	1,036	131,9	0,175	0,090	3,29	10,82	Bronze supérieur
Du Chayla. . . .	3	1,012	127	0,175	0,090	3,15	9,92	—
Jean-Bart.. . . .	3	1,050	145	0,1625	»	3,93	15,44	—
Lavoisier	3	0,736	107	0,150	0,090	3,29	10,82	—
d'Iberville	4	0,650	63	0,1075	0,060	3,07	9,42	—
Moyennes. . .						3,58	11,28	
Marceau	4	1,000	196	0,2025	»	4,30	18,49	Bronze ordinaire
Sfax.	3	1,000	155	0,165	»	4,00	16,00	—
Meurthe.	4	0,735	100	0,100	»	5,42	29,37	—
Moyennes. . .						4,57	17,95	

Les hélices du *Du Chayla* et du d'*Iberville*, dont les ailes sont, d'après ce tableau, un peu plus chargées que celles des autres navires, ne donnent aucun signe de fatigue.

153. — *Épaisseur des ailes en différents points du rayon.* — L'épaisseur de l'aile, ou plutôt de son arête dorsale de plus grande épaisseur, étant ainsi déterminée près du moyeu, l'épaisseur à la circonférence se fixe d'une manière assez arbitraire. M. Seaton donne, comme règle, de prendre le cinquième de l'épaisseur b calculée au rayon $3r$ pour épaisseur à l'extrémité. Les constructeurs français donnent une épaisseur constante de 20 millimètres à toutes les hélices de dimensions un peu grandes.

Ayant l'épaisseur aux deux extrémités, il est de règle presque générale, de donner pour profil longitudinal, au dos de l'aile, une simple

ligne droite, joignant les deux points connus de ce profil. Si l'aile est courbe, la forme du trapèze rectiligne est appliquée à son profil longitudinal redressé dans un plan.

M. Risbec détermine l'épaisseur b_1 à chaque rayon r, en fonction de l'épaisseur b_0 au rayon du moyeu r_m, du rayon r_m lui-même et enfin du rayon extérieur r_c, par la formule :

$$(64) \qquad b = b_0 \sqrt{\frac{\frac{r^5}{20} - \frac{r_c^4 r}{4} + \frac{r_c^5}{5}}{\frac{r_m^5}{20} - \frac{r_c^4 r_m}{4} + \frac{r_c^5}{5}}},$$

Cette formule fait un peu renfler l'épaisseur vers le milieu du moyeu; elle conduit à une épaisseur nulle à la circonférence pour $r = r_c$, ce qui est logique. Son application au *Tasmanien* a donné les épaisseurs suivantes :

Rayon r .	$0^m,725$	$1^m,070$	$1^m,36$	$1^m,65$	$1^m,94$	$2^m,23$	$2^m,52$	$2^m,81$	$4^m,10$
Epaisseur b	$0^m,187$	$0^m,171$	$0^m,154$	$0^m,135$	$0^m,114$	$0^m,092$	$0^m,067$	$0^m,041$	$0^m,00$

La figure 243 représente le profil longitudinal *abc* du *Tasmanien*, d'après les chiffres qui précèdent, l'échelle choisie étant cinq fois plus grande pour les épaisseurs que pour les rayons. Le tracé en pointillé, *dc*, représente le profil rectiligne donné par la règle usuelle. La différence entre les deux profils est de peu d'importance.

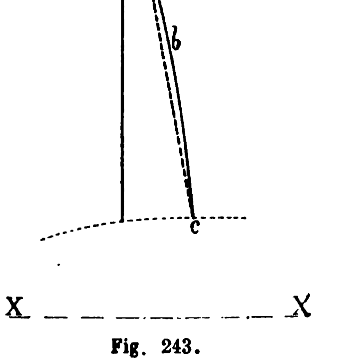


Fig. 243.

154.— *Largeur des ailes et forme générale de leur contour. — Section transversale.*— La détermination finale de la largeur des ailes, préparée par l'étude de la fraction de pas, ne peut être achevée, qu'après les calculs de résistance à la flexion, lorsque l'épaisseur est connue.

En effet, la largeur est elle-même un élément de la résistance des ailes à la flexion, ou de leur solidité, parce que la pression exercée par l'eau augmente peu quand on élargit les ailes, cette pression s'exerçant surtout près de l'arête d'entrée. La résistance à la flexion est, au contraire, proportionnelle à la largeur.

De plus, la finesse des angles d'entrée et de sortie des ailes dans l'eau dépend à la fois de la largeur et de l'épaisseur, sauf près de la circonférence, où les ailes sont plates avec deux bords amincis. Il y a donc nécessité d'augmenter les largeurs à proportion même des épaisseurs.

Cette seconde considération a beaucoup d'importance, au point de vue du rendement mécanique; les deux forces φ et Φ, l'une parallèle, l'autre perpendiculaire à la trajectoire des ailes dans l'eau, dont le rapport détermine le rendement, ne sont pas produites, en effet, par le plan mince considéré aux n[os] 140, 141 ; elles sont produites par les ailes matérielles, avec lesquelles les angles d'entrée et de sortie ont une grande influence sur la force φ.

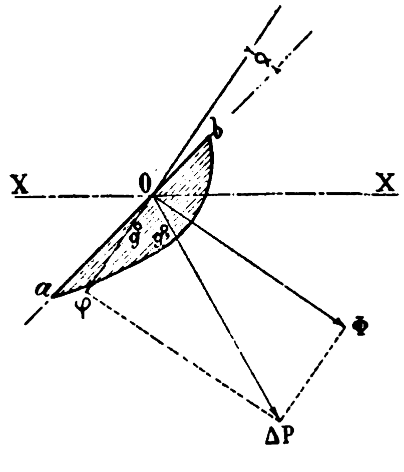
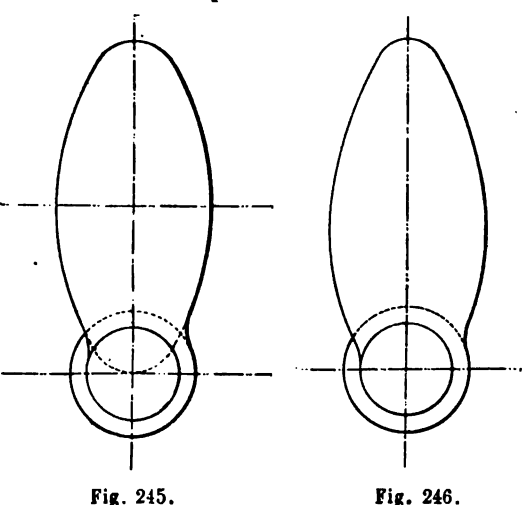


Fig. 244

Le contour des ailes ne peut donc être arrêté qu'après l'étude des sections transversales. Dans cette étude, il convient de tenir compte de la position de la pression résultante exercée par l'eau, dont le point d'application est situé en O, sur l'avant du milieu de la largeur ; l'épaisseur maximum de l'aile devrait être en O, figure 244. En effet, si le couple de flexion produit par la pression et le couple de résistance de la matière, figure 242, sont situés dans deux plans très écartés l'un de l'autre, l'aile se trouve soumise à un moment de torsion. L'inconvénient est faible, parce que la torsion produite augmente l'angle d'attaque prévu α, dans la région voisine de la circonférence où cet angle est trop faible. Le désir d'affiner de préférence l'arête d'entrée a souvent conduit à placer l'épaisseur maximum sur l'arrière au milieu.


Fig. 245. Fig. 246.

On s'est tiré des difficultés relatives à la détermination de la largeur des ailes, par des règles tout à fait empiriques sur la forme générale du contour. L'une des plus curieuses de ces règles consiste à donner à la projection des ailes la forme d'une ellipse, figure 245, le sommet du grand axe de l'ellipse tombant sur l'axe de l'arbre ou dans son voisinage. Cette règle, suivie dans la Marine des Etats-Unis,

donne des hélices qui valent toutes les autres. Le diamètre des moyeux atteint sur le *Columbia* le tiers de diamètre de l'hélice, ce qui assure aux ailes elliptiques un solide encastrement.

La figure 246 représente, en projection, une aile d'hélice de forme ordinaire, que l'on s'est attaché à élargir le plus possible près de sa racine, pour y affiner les arêtes d'entrée et de sortie.

A la racine même des ailes, se trouve toujours un fort congé, établi pour la consolidation, en laissant un peu de côté la question de rendement en ce point.

155. — ***Mode d'attache des ailes. Construction du moyeu; son diamètre.*** — L'attache des ailes sur les moyeux présente trois dispositions différentes principales.

1° A, figure 247. Les ailes sont venues de fonte avec le moyeu. C'est la disposition la plus solide et la plus légère; elle est aussi la moins

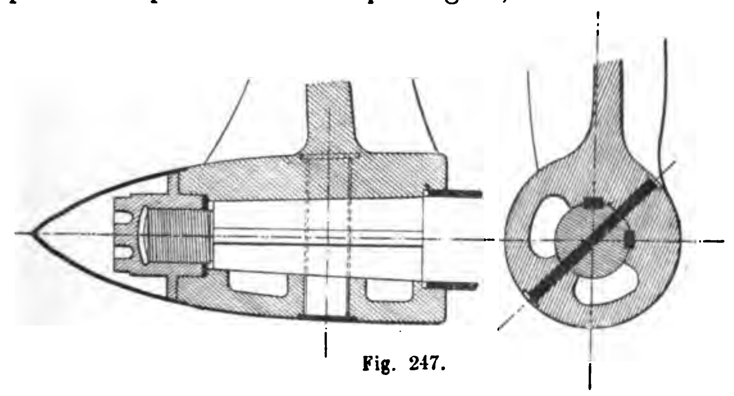


Fig. 247.

coûteuse, car l'assemblage des ailes rapportées exige des frais d'ajustage importants. L'inconvénient est que la rupture d'une aile met l'hélice hors de service. Avec les hélices en bronze, une réparation est cependant possible dans un atelier de fonderie; on peut, en effet, couler une aile neuve sur le moignon d'aile brisée, auquel elle se soude parfaitement si l'opération est bien faite.

Les dispositions à ailes amovibles sont destinées à permettre d'emporter une aile de rechange, pour faire une réparation en cours de campagne.

2° B, figure 248. Les ailes sont venues de fonte avec des segments cylindriques rapportés extérieurement sur le moyeu proprement dit et jointifs les uns par rapport aux autres. Chaque segment porte sa clavette longitudinale et son boulonnage particulier. L'ensemble est, de plus, tenu par deux frettes mises à chaud.

Cette disposition, introduite d'abord sur les torpilleurs, a été appliquée avec avantage aux grands navires. Elle est assez simple d'ajustage, et

relativement légère; elle donne une très large section d'attache à la racine des ailes.

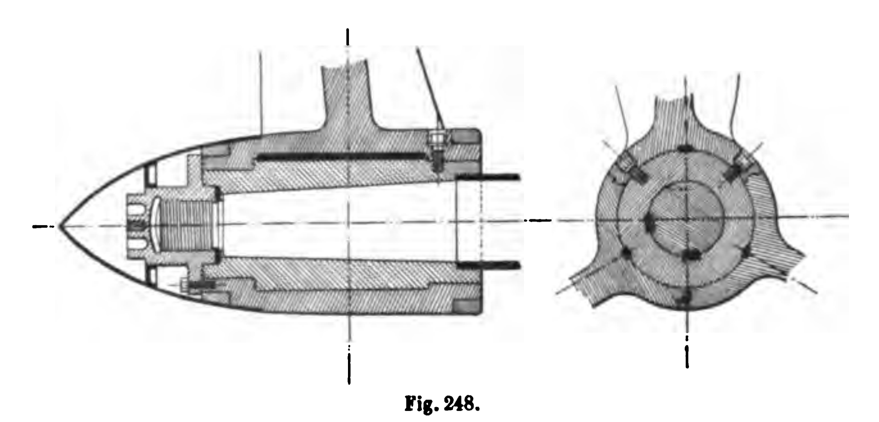


Fig. 248.

3° C, figure 249. Les ailes portent des embases circulaires, noyées dans le moyeu, de forme sphérique, dont elles affleurent la surface sur tout leur pourtour. L'attache est donnée par une couronne de boulons traversant des trous ovalisés, comme le représente la figure 237; l'orientation des ailes est d'ailleurs fixée à demeure par des prisonniers obliques. Le principal avantage de la disposition B est de permettre de faire légèrement varier le pas après exécution. Les moyeux sphériques ont toujours un grand diamètre et sont relativement lourds.

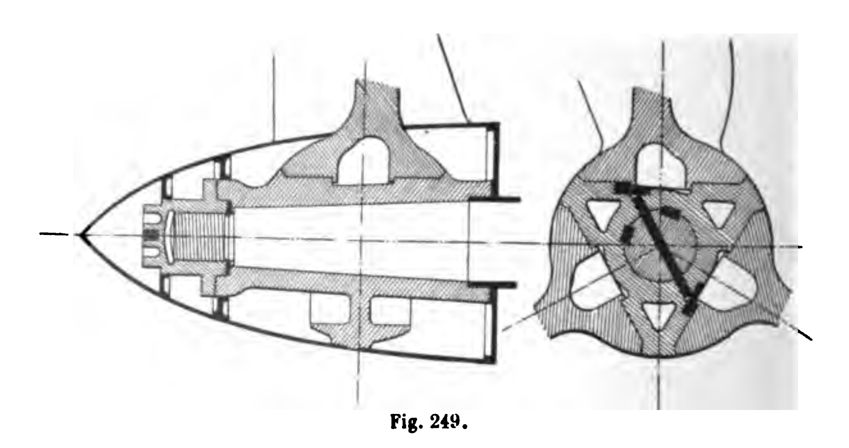


Fig. 249.

Les trois dispositions A, B, C, conduisent, en pratique, à des diamètres de moyeux assez différents, comme l'indique le tableau suivant :

TABLEAU XXXII

1° Bâtiments de guerre. — Diamètre des moyeux.

Noms des bâtiments	D	d_0	$\frac{D}{d_0}$	Système du moyeu
Amiral-Tréhouart . . .	4,600	0,660	7	A
Cassard	4,500	0,685	6,5	A
Jean-Bart	4,600	0,660	7	A
Durandal	2,310	0,320	7,2	A
Forban	1,800	0,243	7,4	A
Moyenne			7,02	
Charles-Martel . . .	5,700	0,900	6,3	B
Lavoisier	3,600	0,650	5,5	B
Cassini	2,600	0,560	4,6	B
d'Iberville	2,300	0,475	4,8	B
Moyenne			5,8	
Carnot	5,300	1,270	4,2	C
Bouvet . . . . . *C*	4,400	1,140	3,8	C
L	4,500	1,140	3,9	C
Du Chayla	4,300	1,035	4,1	C
Bugeaud	4,400	1,104	4,0	C
Galilée	3,600	0,872	4,1	C
Moyenne			4,02	

Nous ajoutons à ce tableau quelques chiffres relatifs à des moyeux d'hélice de paquebots.

TABLEAU XXXII

2° Paquebots. — Diamètre des moyeux.

Noms des bâtiments	D	d_0	$\frac{D}{d_0}$	Système du moyeu
Kaiser-Wilhelm-der-Grosse	6,800	1,640	4,1	»
Touraine	6,000	1,240	4,8	»
Champagne	7,000	1,680	4,2	»
Navarre	4,700	1,760	6,2	»
Général-Chanzy	4,900	0,750	6,5	»
Moyenne			5,16	

Le moyeu est assemblé sur l'arbre par un emmanchement conique avec écrou de serrage à l'arrière. Une clavette transversale assure sa position longitudinale, indépendamment de l'écrou. Deux clavettes longitudinales transmettent l'effort de rotation de l'arbre. Le portage du moyeu sur l'arbre n'a souvent lieu que sur un quadrillage de nervures, figure 247. Tous les allégements possibles sont pratiqués dans la matière;

lorsqu'on veut avoir un grand diamètre de moyeu, on emploie une enveloppe extérieure mince, figure 247. Le moyeu reçoit à l'avant, dans un joint étanche, l'extrémité de la chemise qui garnit l'arbre à son portage dans la chaise arrière. Il y a, par suite, isolement étanche complet entre l'arbre et l'hélice.

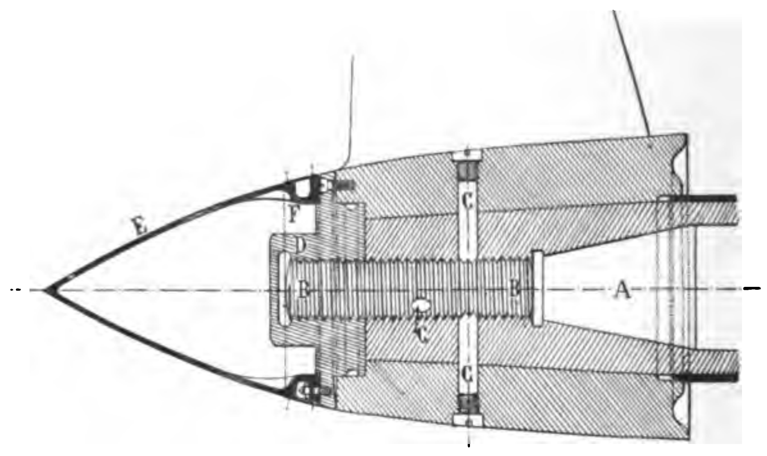


Fig. 250.

La figure 250 complète les précédentes, en montrant l'emmanchement du moyeu sur un arbre creux A; la partie filetée est remplacée par une sorte de prisonnier B vissé dans le creux de l'arbre, et fixé à sa position exacte par deux clavettes transversales cylindriques CC munies de vis d'arrêt. L'écrou D, qui devient un contre-écrou lorsque le moyeu forme ainsi écrou lui-même, porte des vis d'attache, qui sont en laiton comprimé. La garniture arrière, ou casque du moyeu, E, en bronze, est venue de fonte avec une collerette d'attache F qui porte des vis de jonction sur l'écrou; le logement de ces vis est couvert par un ruban de laiton laminé.

156. — *Nature du métal et poids des hélices.* — Les motifs d'économie conduisent à mettre sur la plupart des bâtiments de commerce des hélices en fonte de fer, faites d'une seule pièce. Ces hélices sont robustes et font un long service; mais leur grande épaisseur et la rugosité de leur surface leur font perdre, en chevaux, probablement au-delà de ce qu'elles font gagner comme dépense de premier établissement. Les hélices en fonte, quand leur mouvement de rotation est rapide, sont sujettes à présenter sur le dos, près de l'arête de sortie, de profondes piqûres hémisphériques indiquant la formation de bulles d'air adhérentes à la surface. Elles doivent toujours être soigneusement entretenues de peinture.

Les hélices en bronze, de tout temps employées exclusivement sur les navires doublés en cuivre, sont susceptibles d'un poli qui les rend très supérieures à celles en fonte. Elles ont aussi l'avantage d'une épaisseur moindre, surtout depuis que l'emploi du métal Roma, et d'autres alliages à haute résistance, s'est généralisé. Les hélices en bronze n'ont pas d'effet galvanique appréciable sur les carènes en fer; mais il est sage de les isoler de l'arbre, en enveloppant celui-ci, sur une assez grande longueur, d'une chemise en antifriction ou autre alliage à base d'étain.

L'acier moulé se prête à la confection d'hélices légères; mais en raison de la rugosité de sa surface, il convient mieux pour les moyeux que pour les ailes. On fait assez souvent aujourd'hui le moyeu en acier et les ailes en bronze.

La nature du métal influe fortement sur le poids des hélices; le mode d'attache des ailes et du moyeu a plus d'importance encore; mais le poids par cheval augmente surtout avec la puissance. Le tableau de poids suivant a été préparé en classant les hélices d'après les trois dispositions de moyeux A, B, C, des figures 247, 248, 249.

TABLEAU XXXIII

Poids des hélices.

Noms des Bâtiments	Poids d'une hélice	Poids par cheval	Système de moyeu	Nature du métal
Amiral-Tréhouart . .	5200 kil.	1^{k},238	A	Bronze supérieur
Cassart	5041 »	0 ,996	A	—
Jean-Bart . . .	3755 »	0 ,957	A	—
Charles-Martel .	12138 »	1 ,625	B	Bronze supérieur
Cassini	1350 »	0 ,958		Ailes en bronze
		0 ,481	B	moyeu en acier
D'Iberville . . .	1240 »	0 ,473	B	—
Carnot	11561 »	1 ,415	C	Bronze supérieur
Bugeaud	7258 »	1 ,464	C	—
Galilée	3519 »	1 ,005	C	—

CHAPITRE IX

CONDENSEURS.

§ 1. — Des condenseurs à injection et à surface. Fonctionnement des condenseurs.

157. — *Nécessité du condenseur, pour la bonne utilisation de la vapeur.* — Nous avons été conduit à réunir, dans un chapitre unique, tout ce qui est relatif au condenseur et à la condensation, en considérant que l'ensemble des appareils de condensation, dans une machine marine, forme un organe distinct, au même titre que la chaudière elle-même. La séparation du condenseur et de la machine se trouve même réalisée matériellement sur quelques bâtiments nouveaux, qui sont munis d'une chambre de condensation aussi bien que d'une chambre des chaudières. Le chapitre des condenseurs trouve sa place naturelle à la fin de la deuxième partie de cet ouvrage, parce que l'étude de leur fonctionnement exige d'assez longs développements, tandis que leur construction est très simple.

Bien que la nécessité du condenseur et même l'importance du vide aient été implicitement établies dans les chapitres I et III, il n'est pas inutile de consacrer à ce sujet un numéro spécial. Il y a eu, en effet, chez quelques praticiens, une tendance à croire que les lois du régime économique des machines avaient été bouleversées, par l'élévation des pressions, depuis le temps de James Watt, et que, en présence de la facilité d'ajouter plusieurs kilogrammes à la pression, la perfection du vide avait perdu son importance dans les machines marines. L'examen des diagrammes théoriques, déjà esquissé à ce point de vue au n° 41, montre de suite que la perfection du vide est restée indispensable à la bonne utilisation de la vapeur.

Considérons d'abord le diagramme dynamique, en représentant la courbe de détente par une hyperbole équilatère. Traçons en TE la ligne de pression atmosphérique ; soient OA la pression absolue à la chaudière, et TA le timbre. Il est clair que le maximum du travail, que peut

donner le volume AD de vapeur, serait représenté par l'aire ADET, si la machine n'avait pas de condenseur. Toute augmentation du volume du cylindre au delà de OF donnerait alors lieu à une diminution de la puissance.

L'addition d'un condenseur, où nous supposerons d'abord le vide absolu, produit deux effets distincts.

1° Dans le cylindre à vapeur limité au volume OF, l'ordonnée moyenne est accrue de OT, ou de $1^k,033$.

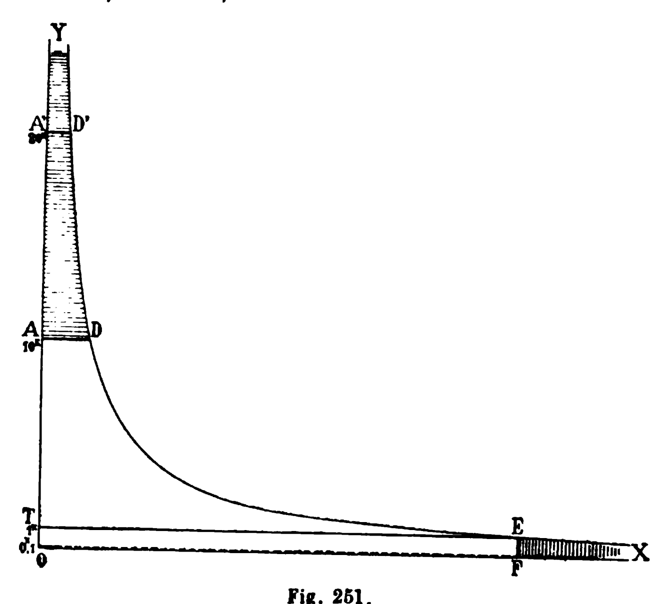


Fig. 251.

2° Le volume du cylindre peut être utilement accru, en vue d'utiliser l'aire du diagramme théorique située à droite de EF.

Pour nous rendre compte de l'importance du premier résultat, il faut nous reporter au tableau VII des valeurs de l'ordonnée moyenne théorique Π, page 57. Pour $P_0 = 10$ kilogrammes et $\Delta = 10$, nous avons,

$$\varphi = 0{,}33\ ,\ \Pi = 3^k{,}3\ ;$$

en portant la pression aux chaudières à 20 kilogrammes, le produit initial $P_0\, V_0$ restant le même, ce qui donne $\Delta = 20$ pour le même volume de cylindre, nous avons,

$$\varphi = 0{,}50\quad \Pi = 4^k.$$

Cet accroissement de Π est inférieur, de $0^k,3$, à l'augmentation que donne le condenseur. Pour porter Π à $4^k,3$, il faudrait, sans condenseur, élever P_0 à 30 kilogrammes environ. Ainsi l'adoption du condenseur équivaut à un accroissement de pression de 20 kilogrammes aux chaudières.

L'importance du second résultat se résume dans la possibilité d'obtenir, par une augmentation illimitée du volume du cylindre, et par suite de la détente Δ, autant de travail utile qu'on en pourrait avoir, en portant la pression P_o à l'infini, le volume du cylindre restant invariable.

En pratique, on réalise partiellement, à l'aide du condenseur, les deux avantages indiqués par le diagramme dynamique, l'accroissement d'ordonnée et celui de volume final.

Si nous considérons maintenant le diagramme entropique, où nous supposons la détente adiabatique et complète, nous y trouvons exprimés, plus simplement encore, les deux avantages précédents, qui superposent leurs effets dans l'adjonction d'une surface unique.

Dans une machine à 10 kilogrammes sans condenseur, la quantité de chaleur transformable en travail est représentée par le trapèze ADGI

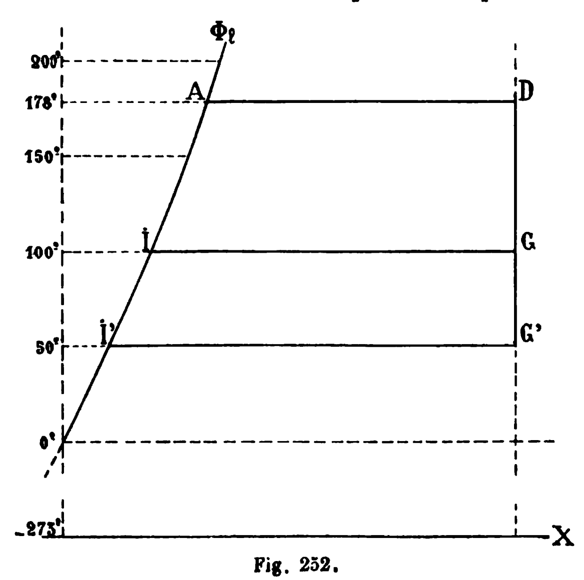


Fig. 252.

situé au-dessus de l'horizontale de 100° C. En ajoutant un condenseur à 50° de température, cette surface est accrue de IGG'I', égale aux deux tiers environ de ADGI. Pour obtenir un résultat équivalent par une élévation de température à la chaudière, il aurait fallu monter au-dessus de 228° de température, ce qui correspond à plus de 30 kilogrammes de pression. La figure 252 suppose que l'augmentation de détente accompagne l'abaissement de température d'évacuation, la ligne DG descendant verticalement de G en G', sans s'infléchir par un crochet de détente incomplète comme sur la figure 14, page 32.

Le condenseur qui fonctionnerait à — 273°, avec des cylindres de volume approprié, assurerait, comme on sait, une utilisation de chaleur

égale à l'unité. Sans viser à cet idéal irréalisable, on peut descendre au-dessous de 50° de température.

158. — *Du vide et de la contre-pression, au condenseur et dans le cylindre.* — Un appareil moteur à condensation forme un ensemble entièrement fermé à la pression extérieure. L'ordonnée moyenne sur les pistons et le travail de la vapeur ne dépendent donc que des pressions absolues, pression absolue à la chaudière, pression absolue au condenseur ou *contre-pression.* Les manomètres, au contraire, pour le condenseur comme pour la chaudière, ne mesurent que la différence de pression par rapport à l'atmosphère ; le manomètre placé sur le condenseur marque donc le vide, et non la contre-pression ; le vide indiqué, pour une même contre-pression, augmente ou diminue, par conséquent, dans le même sens que la pression atmosphérique et de la même quantité. De même, à l'intérieur des cylindres, l'indicateur de Watt ne donne, comme ligne de repère horizontale, que la ligne de pression horizontale, dont la position dans le diagramme varie avec la pression atmosphérique, sans que l'ordonnée moyenne du diagramme se trouve par là modifiée.

Pour connaître la valeur des contre-pressions qui intéressent seules le rendement de la machine, ou plutôt l'utilisation, il faut joindre les indications du baromètre à celles des manomètres et des indicateurs de Watt. La différence, entre la pression barométrique et le vide marqué sur le manomètre *indicateur de vide,* représente la contre-pression au condenseur. L'ordonnée du diagramme pendant l'évacuation, mesurée au-dessus de la ligne du zéro des pressions établie d'après la pression barométrique, donne la contre-pression sous le piston.

L'influence des changements dans la contre-pression au condenseur, c'est-à-dire dans la perfection de cet appareil, sur le rendement économique des machines, est toujours appréciable ; elle varie beaucoup avec l'allure de la machine. Aux allures lentes, la contre-pression au condenseur même, ϖ, forme la partie principale de la contre-pression dans le cylindre, tandis qu'aux allures rapides, la perte de charge à l'évacuation du cylindre au condenseur, $h_1 - \varpi$, est beaucoup plus importante. On peut en juger, par les nombres suivants, qui sont des moyennes pour la marche à toute puissance et au quart de la puissance, des six bâtiments déjà considérés, tableau X, page 89.

	Contre-pression au condenseur ϖ	Contre-pression sous le piston période d'évacuation h	Contre-pression sous le piston course complète h_1	Différence $h - \varpi$
Toute puissance	$0^k,11$	$0^k,42$	$0^k,55$	$0^k,44$
Quart de puissance	0, 11	0, 18	0, 20	0, 09
Différence	0, 00	0, 24	0, 35	0, 35

Ainsi, quand la machine développe quatre fois plus de chevaux, la chute de pression moyenne h_1 — ϖ, du cylindre au condenseur, est également multipliée par quatre et au delà ; la perte de travail correspondante est plus que quadruplée, le nombre de tours ayant augmenté. L'ordonnée moyenne croît, au contraire, beaucoup moins vite que le travail ; elle est multipliée par 2,6 environ quand le travail est quadruplé.

Il est facile de calculer qu'aux allures lentes, quand l'ordonnée moyenne ne dépasse pas $0^k,5$, le travail d'une machine peut varier du dixième et au delà, selon le degré de perfection du vide au condenseur.

La contre-pression au condenseur est, comme nous avons dit, indépendante de la pression atmosphérique. Dans les condenseurs à surface surtout, elle ne dépend que de la température intérieure du condenseur, conformément au tableau suivant, qui complète le tableau I *bis* de la page 7.

Tableau XXXIV

Pression et température correspondantes dans les condenseurs.

t	ϖ_t	t	ϖ_t
15°	$0^k,017$	40°	$0^k,075$
20	0 024	45	0 097
25	0 032	50	0 125
30	0 042	55	0 159
35	0 057	60	0 200

159. — ***Rôle du condenseur comme appareil régénérateur d'eau douce.*** — L'utilité du condenseur au point de vue économique est générale ; elle s'étend à toutes les machines. Dans les machines marines, en particulier, le condenseur a un second rôle à remplir, celui d'appareil distillatoire fournissant l'eau douce aux chaudières.

Aux pressions actuelles, non seulement les chaudières marines ne

peuvent pas être alimentées à l'eau de mer, mais elles redoutent la présence de la moindre quantité d'eau de mer dans l'alimentation, ainsi qu'il a été dit aux nos 75 et 76 des *Chaudières marines*. Les condenseurs doivent donc être des appareils de distillation parfaits. Ils ne donnent naturellement lieu à aucune perte de vapeur ni d'eau douce; ils doivent, de plus, ne laisser place à aucune rentrée d'eau de mer, ce qui est difficile à obtenir.

Le danger de l'eau de mer tient surtout, comme nous l'avons vu, à la présence des chlorures, qui donnent naissance dans certaines circonstances à un dégagement d'acide chlorhydrique. Ce danger n'a été reconnu qu'à une époque récente; précédemment, on se préoccupait surtout d'éviter les incrustations calcaires dues à la précipitation du sulfate de chaux, dont l'eau de mer renferme un millième et demi de son poids, et qui devient totalement insoluble à la température de 138°, c'est-à-dire à la pression de $3^k,5$. Jusque vers 1870, la pression aux chaudières ne dépassant pas $2^k,5$, on a alimenté à l'eau salée. Il y a ainsi dans l'histoire des machines marines, au point de vue qui nous occupe ici, deux périodes distinctes.

1° La période des condenseurs par injection ou par mélange, avec des pressions s'élevant graduellement de 1 à $2^k,5$. La nature même des condenseurs en usage était alors un obstacle à l'élévation des pressions.

2° La période des condenseurs par surface, pendant laquelle la pression s'est élevée rapidement, passant de suite de $2^k,5$ à 4 kilogrammes, pour atteindre aujourd'hui 20 kilogrammes et au delà.

Quand on alimentait à l'eau de mer, on se débarrassait des sels introduits en faisant extraction. Quand la saturation dans la chaudière atteignait 3 degrés, ce qui était le maximum admis, il fallait, pour la maintenir constante, extraire le tiers de l'eau chaude, en évaporant les deux autres tiers seulement. L'opération, conduite régulièrement, faisait perdre 12 % de la chaleur communiquée à l'eau; avec les variations inévitables de la saturation, la perte atteignait 15 à 20 %. De plus, on n'échappait jamais aux incrustations calcaires, qui diminuaient beaucoup l'utilisation de la chaudière.

L'adoption des condenseurs régénérant l'eau douce aurait été largement justifiée, par les seuls motifs d'économie, à l'époque des machines à basse pression. Elle a été retardée par quelques difficultés de construction et surtout par une évaluation très exagérée de la surface de condensation nécessaire.

Nous nous bornerons à dire quelques mots des condenseurs à injection, pour étudier ensuite les condenseurs à surface, seuls en usage actuellement.

160. — ***Description sommaire du condenseur à injection et de ses accessoires.*** — Le condenseur à injection est une simple boîte C, de forme

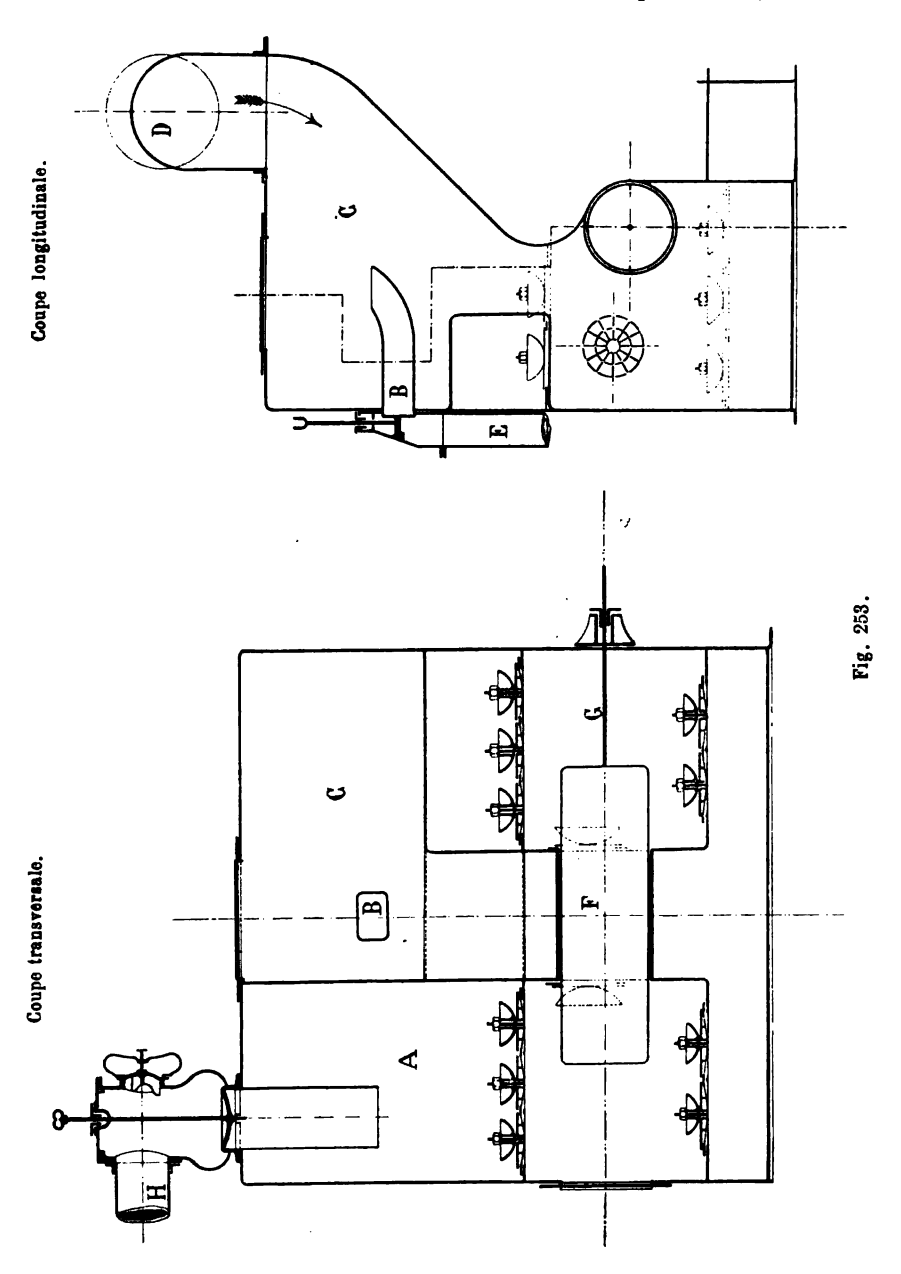


Fig. 253.

généralement rectangulaire, venue de fonte d'une seule pièce, où débouchent, en face l'un de l'autre, le tuyau d'évacuation de vapeur

librement ouvert D et le tuyau d'injection B terminé par une lanterne, fig. 253 ; la lanterne est percée de fentes ou de trous, pour diviser la gerbe d'eau lancée au milieu de la vapeur. Le mélange d'eau d'injection et d'eau condensée est constamment extrait par la pompe à air F.

La pompe à air, unique pompe des condenseurs à injection, doit son nom à la nature de son débit, qui se compose, en volume, d'air raréfié, pour deux tiers environ, et d'eau, pour un tiers seulement. Le nom de pompe à air, actuellement conservé, est devenu assez impropre, avec les condenseurs à surface, d'où l'on n'a guère à extraire que de l'eau et de la vapeur d'eau.

La vapeur, à son entrée dans le condenseur, doit perdre 600 calories environ par kilogramme pour se condenser, ce qui exige une injection de 20 kilogrammes d'eau de mer subissant un échauffement de 30°. Pour ne pas être en défaut, on donne à l'arrivée d'eau une section de 20 millimètres carrés par cheval indiqué, et l'on admet que le débit fourni par cet orifice est de 25 à 30 kilogrammes par kilogramme de vapeur.

Le débit de la pompe à air se calcule, sur la base d'un volume engendré par son piston de 100 litres par kilogramme de vapeur ; on compte sur un rendement en volume de 0,75; on attribue 25 litres à l'eau et 50 litres à l'air à extraire.

Le vide s'établit ainsi dans les conditions suivantes.

Indépendamment des rentrées par les presse-étoupes de la machine, l'air provient de l'eau d'injection, qui en contient le vingtième de son volume à la pression atmosphérique. Cet air se dégage à peu près complètement dans le condenseur; il y établit l'équilibre de pression permanente, dans lequel le poids extrait par la pompe à air est égal au poids introduit. A poids égal, les pressions étant inversement proportionnelles aux volumes, et l'air, introduit sous le volume $\frac{1}{20}$, étant extrait sous le volume 2 par rapport à l'eau, la pression ϖ dans le condenseur est donnée par l'équation,

$$1^k \times \frac{1}{20} = \varpi \times 2\,,$$

d'où,

$$\varpi = \frac{1}{20} \times \frac{1}{2} = \frac{1}{40} = 0^k{,}025.$$

En tenant compte des rentrées d'air de la machine et des imperfections de la pompe, on admet que la pression de l'air dans un condenseur à injection ne peut guère être inférieure $0^k{,}05$; elle s'élève souvent en fait à $0^k{,}12$.

A cette pression s'ajoute celle de la vapeur d'eau, qui est de $0^k{,}075$ à 40° et de $0^k{,}097$ à 45°.

La somme concorde avec les contre-pressions totales observées qui varient entre $0^k,12$ et $0^k,22$ et sont en moyenne de $0^k,17$.

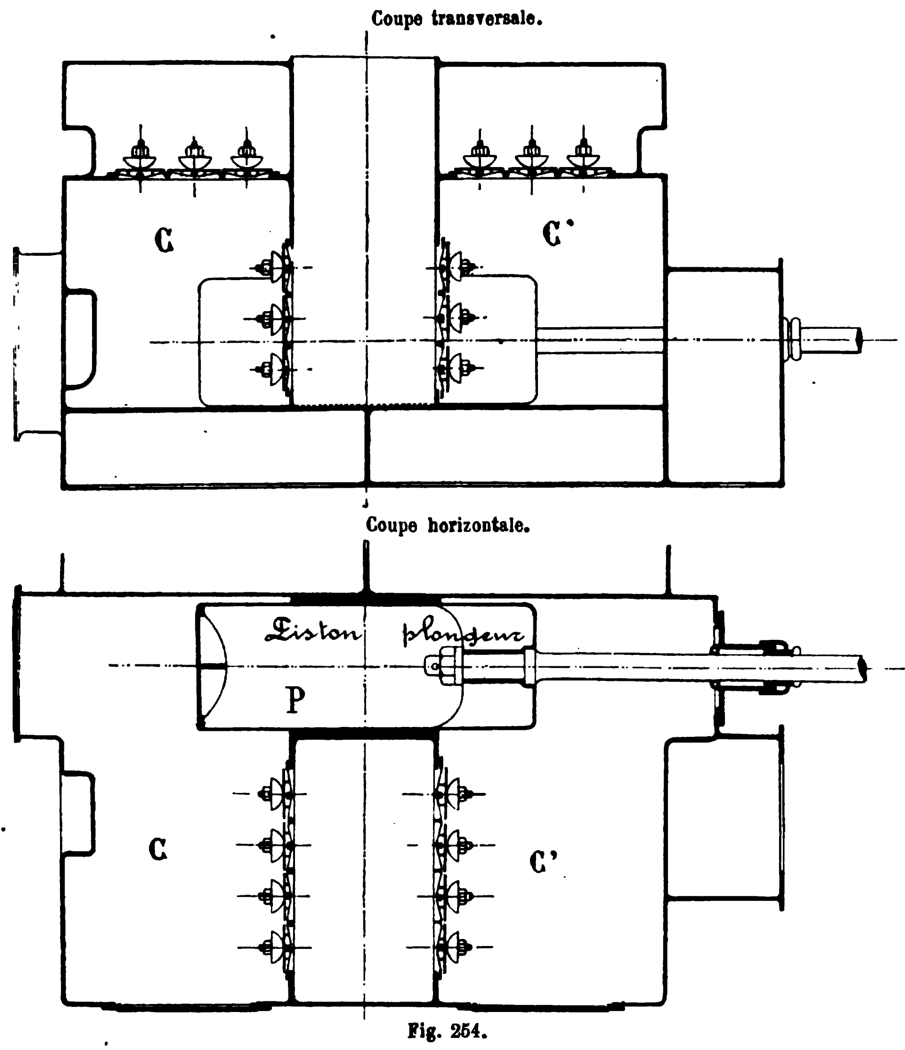


Fig. 254.

Le volume des condenseurs à injection se détermine surtout par la considération d'éviter l'envahissement brusque de l'eau d'injection, qui pourrait gagner les cylindres pendant un stoppage subit, la pompe à air, toujours conduite par la machine, s'arrêtant en même temps que celle-ci. Dans la marine française, on a généralement donné au condenseur un volume égal à celui des deux cylindres à introduction directe qu'il desservait généralement. Des exemples assez nombreux prouvent que le tiers de ce volume peut suffire.

Le condenseur à injection est un appareil d'une grande simplicité. Ses seuls accessoires sont le registre servant à fermer rapidement l'injection, et les deux soupapes suivantes : une soupape atmosphérique, maintenue fermée par un ressort qui sert à faire tomber le vide quand on est stoppé ; le reniflard, qui s'ouvre vers le dehors et qui, n'étant maintenu fermé que par le vide, se lève de lui-même et laisse sortir l'eau du condenseur, quand le vide est tombé.

La pompe à air, généralement à double effet, se composait dans les dernières machines à injection construites en France, d'un double plongeur P, fig. 254, traversant à frottement doux, dans une garniture en gaïac, la cloison de séparation des deux boites à clapets C et C' ; il n'y avait pas de corps de pompe.

Le refoulement se faisait dans la *bâche* A, figure 253, qui servait à la fois de réservoir d'eau pour l'alimentation et de réservoir d'air pour régulariser le mouvement de la colonne liquide rejetée au dehors. Le tuyau de décharge H allait de la bâche à la mer, débouchant au-dessous de la flottaison, dans les navires de combat.

Bâche, boîtes à clapets, condenseur, tout était fondu d'une seule pièce. Les parois en fonte de fer, soumises à l'action continue d'un courant d'eau de mer, se transformaient à la longue en une substance graphiteuse dépourvue de toute cohésion. Il y a là une leçon, pour éviter l'emploi des condenseurs à surface, en fonte de fer, faisant partie intégrante des bâtis des machines verticales ; il est, du moins, indispensable que l'eau y passe à l'intérieur des tubes.

Tous les détails de fonctionnement et de construction relatifs aux condenseurs à l'injection se trouvent dans le cours de machines de M. Bienaymé et surtout dans celui de M. de Fréminville.

161. — *Condensation par surface. Expression théorique de la surface réfrigérante.* — Le condenseur à surface se compose, dans la forme la plus usuelle, d'un réservoir cylindrique traversé par un faisceau de tubes, où circule l'eau réfrigérante. Il présente ainsi une grande analogie avec une chaudière tubuleuse, modèle Joessel-d'Allest, dans laquelle, au lieu de gaz chauds, un courant de vapeur serait employé au réchauffage de l'eau des tubes. Tous les principes relatifs à la conductibilité des parois, tous ceux qui concernent la transmission de la chaleur dans les chaudières, sont applicables au fonctionnement du condenseur à surface.

Le condenseur à surface exige deux pompes, l'une pour extraire l'eau et faire le vide, l'autre pour faire circuler l'eau réfrigérante.

Les échanges de calorique entre la vapeur et l'eau conduisent à considérer quatre quantités :

Λ quantité de chaleur par kilogramme de vapeur à condenser,
t température de l'eau condensée, à sa sortie du condenseur,
T_1 température d'entrée de l'eau réfrigérante,
T_2 température de sortie de l'eau réfrigérante.

Entre ces quatre quantités et le poids d'eau réfrigérante P par kilogramme de vapeur, on a l'équation fondamentale,

$$(1) \qquad P\,(T_2 - T_1) = \Lambda - t.$$

Les données assez habituelles, pour une machine marchant à pleine puissance, sont :

$\Lambda = 622^c,9$, correspondant à $0^k,15$ de contre-pression
$t = 53^o,7$ correspondant à $0^k,15$ de contre-pression,
$P = 50$ kilogrammes,

D'après ces chiffres, l'équation (1) donne,

$$T_2 - T_1 = 11^o,4.$$

Les températures se mesurent assez rarement dans les condenseurs. Dans des essais de machines de paquebots faits en 1891-92, M. Hudson-Beare a cependant relevé les nombres suivants, qui concordent avec les résultats du calcul.

	T_2	T_1	$T_2 - T_1$
Iona	24°,5	13°,2	11°,3
Ville-de-Douvres	29,4	16,7	12,7
Moyenne			12°

M. Stromeyer, dans des expériences très soignées exécutées en 1896, a trouvé des échauffements à peu près moitié plus grands que les précédents, en faisant circuler un poids d'eau à peu près moitié moindre. Le travail de M. Stromeyer contient les observations les plus complètes que l'on possède, sur le fonctionnement des condenseurs à surface. Voici quelques-uns de ses principaux résultats :

		Première expérience	Deuxième expérience
F	Puissance développée.	639 ch	596 ch
p	Poids d'eau condensée par cheval . . .	$6^k,99$	$7^k,90$
P	Poids d'eau de circulation par kilog. condensé	$22^l,30$	$20^l,00$
$\Lambda - t$	Chaleur abandonnée par l'eau condensée .	$554^c,6$	$456^c,8$
$T_2 - T_1$	Echauffement de l'eau de circulation . .	27°,55	24°,33

M. Stromeyer mesurait le volume d'eau de circulation en y injectant à l'entrée une dissolution chimique et en mesurant le titre à sa sortie. Des expériences de ce genre mériteraient d'être faites, sinon sur toutes les

machines, du moins pour tous les modèles de condenseurs et de pompes de circulation ; elles permettraient d'introduire une plus grande précision dans les discussions de formules que nous allons entreprendre.

Nous avons à voir comment peuvent se réaliser, le mieux et le plus simplement possible, les échanges de calorique dont l'équation (1) exprime le résultat final, et, en particulier, quelle est la surface nécessaire et suffisante pour réaliser complètement la condensation.

Ainsi qu'il a été dit au n° 69 des *Chaudières marines*, la quantité de chaleur Q, traversant, par seconde, le mètre carré de surface refroidissante, est,

$$Q = K\Theta^2. \tag{2}$$

Θ, dans cette formule, est la différence de température entre les deux faces de la paroi, variable d'un point du condenseur à l'autre ; K est un coefficient constant pour une paroi donnée, lorsque tout est constant à l'exception de Θ.

Soient s l'aire réfrigérante par kilogramme de vapeur à condenser, comptée à partir de l'arrivée de la vapeur; c le poids de vapeur condensée également compté par kilog. de vapeur. Ce poids c, qui est l'inverse du titre varie, de zéro, à l'entrée de la vapeur, à un, à la fin de la condensation, s variant en même temps de zéro à S.

$\frac{dc}{ds}$ est le poids d'eau condensée par unité de surface, en chaque point du condenseur, pour la petite surface ds considérée en ce point ;

Θ_1, Θ_2 sont les deux valeurs extrêmes de Θ, à l'entrée et à la sortie de l'eau réfrigérante ;

λ est la quantité de chaleur $\Lambda - t$, abandonnée par kilogramme de vapeur condensée.

Nous sommes obligés d'admettre que la pression de la vapeur ϖ, et par suite sa température t, sont les mêmes en tous les points du condenseur. La différence de température Θ va donc en diminuant, quand on suit le cours de l'eau.

Le phénomène de condensation est régi par les deux équations

$$\lambda \frac{dc}{ds} = -Q, \tag{3}$$

$$P \frac{d\Theta}{ds} = -Q, \tag{4}$$

exprimant, l'une que Q est la chaleur abandonnée par la vapeur, l'autre que c'est la chaleur reçue par l'eau.

Les trois équations (2), (3), (4), entre les trois variables Q, Θ, c et la

surface s comptée à partir de l'origine, déterminent ces trois variables en fonction de s.

Nous avons d'abord,

$$\frac{d\,\Theta}{\Theta^2} = -\frac{K}{P}\,ds$$

qui donne, en intégrant,

$$\frac{1}{\Theta} - \frac{1}{\Theta_1} = \frac{K}{P}\,s$$

nous tirons de là :

(5) $$s = \frac{P}{K}\left(\frac{1}{\Theta} - \frac{1}{\Theta_1}\right),$$

(6) $$\Theta = \frac{1}{\left(\frac{K}{P}\,s + \frac{1}{\Theta_1}\right)^2}$$

(7) $$Q = \frac{K}{\left(\frac{K}{P}\,s + \frac{1}{\Theta^1}\right)^2}\,.$$

Le poids d'eau condensée à partir de l'origine est, dès lors, facile à calculer ; l'équation,

$$dc = -\frac{K\,ds}{\lambda\left(\frac{K}{P}\,s + \frac{1}{\Theta_1}\right)^2},$$

donne, en effet,

(8) $$c = -\frac{P}{\lambda}\,\frac{1}{\frac{K}{P}\,s + \frac{1}{\Theta_1}} + \text{const};$$

la diminution de c, quand s augmente, résulte du sens de la marche suivie dans la direction de l'eau, d'où résulte aussi le signe négatif de dc et de $d\,\Theta_1$ dans les équations (3) et (4).

L'équation (8) permet de déterminer la valeur de s nécessaire pour obtenir la condensation complète.

Si, à l'entrée de l'eau, la condensation est complète, on a,

$$s = 0$$
$$c = 1,$$

d'où la valeur de la constante,

$$\text{Const.} = 1 - \frac{P\,\Theta_1}{\lambda}\,.$$

La valeur (8) de c est ainsi,

(8 *bis*) $$c = 1 - \frac{P\,\Theta_1}{\lambda} \times \frac{K_s\,\Theta_1}{K_s\,\Theta_1 + P}$$

A la sortie de l'eau, correspondant au commencement de la condensation, nous avons,

$$s = S,$$
$$c = 0;$$

Ceci nous donne la condition cherchée,

(9) $$S = \frac{P\lambda}{K\Theta_1(P\Theta_1 - \lambda)}.$$

Si nous remplaçons s, par la valeur précédente de S, dans l'équation (6), nous obtenons la valeur Θ_2 de la température Θ à la sortie de l'eau réfrigérante,

(10) $$\Theta_2 = \Theta_1 - \frac{P}{\lambda},$$

qui peut se mettre sous la forme,

$$P(\Theta_1 - \Theta_2) = \lambda;$$

la température de la vapeur étant supposée la même dans tout le condenseur, nous avons,

$$\Theta_1 - \Theta_2 = T_2 - T_1 ;$$

nous revenons ainsi à l'équation fondamentale,

(1) $$P(T_2 - T_1) = \lambda = \Lambda - t,$$

ce qui vérifie l'exactitude des calculs algébriques qui précèdent.

En remplaçant Θ_1 par sa valeur en fonction de Θ_2, nous aurions, pour exprimer la valeur de S,

(10) $$S = \frac{P\lambda}{K\Theta_2(P\Theta_2 + \lambda)}$$

forme moins commode que (9), parce que Θ_2 est plus inconnu et plus variable que Θ_1.

162. — *Discussion de la formule précédente. Coefficient de transmission de la chaleur.* — Pour discuter l'expression (9) de la surface S, il faut se rendre compte d'abord de la valeur numérique des termes qui y figurent, et surtout de celle du coefficient de transmission inconnu K. On peut y arriver facilement, en partant des règles usuelles fixées par la pratique,

Il est d'usage de calculer la surface réfrigérante des condenseurs, à raison de $0^{m^2},1$ par cheval, ce qui équivaut à $0^{m^2},015$ par kilogramme de vapeur et par heure ; nous supposerons donc

$$S = 0,015.$$

Avec cette surface, qui dépasse probablement le nécessaire et qui

sûrement est suffisante, on réalise toujours la condensation complète dans les conditions indiquées plus haut, ou même dans des conditions plus avantageuses, c'est-à-dire,

$$t = 53^\circ,7 \text{ au maximum,}$$

$$\text{pour} \left\{ \begin{array}{l} P = 50 \text{ kilogr.} \\ \Lambda = 622^c,9\,; \end{array} \right.$$

Nous prendrons donc en chiffres ronds, dans l'équation (9),

$$\lambda = 570^c,$$
$$\Theta_1 = 40^\circ.$$

L'équation résolue par rapport à K est,

$$\text{(9 bis)} \qquad K = \frac{P\lambda}{S\,\Theta_1\,(P\,\Theta_1 - \lambda)}\,;$$

nous avons, d'après les nombres ci-dessus,

$$P\,\lambda = 28500,$$
$$P\,\Theta_1 = 2000,$$

et finalement

$$K = 33\,.$$

Cette évaluation est peut-être trop faible; mais sûrement elle n'est pas trop forte, d'après ce que nous avons dit au sujet de S.

La valeur de K, égale à 33, d'après la manière dont elle est calculée, s'applique aux conditions ordinaires du service, c'est-à-dire aux surfaces enduites d'huile ou de graisse du côté vapeur.

Nous avons trouvé dans les *Chaudières marines*, n° 69, que la valeur de K applicable aux chaudières est seulement

$$K = 0,11.$$

Le coefficient de transmission de la chaleur est donc 300 fois plus grand au moins, pour le condenseur à surface que pour la chaudière. Cette énorme différence, facile à expliquer pour la nature des parois, la présence de l'eau sur leurs deux faces, et le phénomène de la condensation lui-même, a eu pour effet de rendre facile et pratique l'adoption des condenseurs à surface, auxquels on était tenté, au début, de donner des surfaces exagérées.

Si maintenant nous revenons à l'équation (9), nous voyons que la surface de condensation S croît très rapidement quand on veut diminuer Θ, et par suite t ainsi que la contre-pression correspondante. Pour abaisser la température intérieure de 5°, ce qui ferait passer Θ_1 de 40° à

35° et ($P\,\Theta_1 - \lambda$) de 1430 à 1180, il faudrait augmenter S dans le rapport

$$\frac{40 \times 1430}{35 \times 1180} = 1,4.$$

L'accroissement nécessaire à S, quand P diminue, pour conserver la même valeur à Θ_1, est au contraire assez lent. Ainsi une diminution du cinquième sur P, passant de 50^k à 40^k entraîne pour S une augmentation suivant le rapport

$$\frac{4}{5} \times \frac{1430}{1030} = 1,11$$

seulement.

Une diminution de valeur de λ, qui diminuerait le numérateur en augmentant le dénominateur de S, serait très favorable; mais, de ce côté, il y a peu à chercher, la valeur de λ étant imposée. Des variations importantes dans la détente ne font varier λ que de quelques unités, et n'influent pas sensiblement sur S.

Remarquons, en terminant, que tous les calculs du n° 161 peuvent se faire en prenant pour point de départ l'eau réfrigérante à la sortie, et en remontant, avec des valeurs positives de $d\,\Theta$ et de $d\,\varpi$, jusqu'à son entrée. On arrive ainsi directement à l'équation (10) qui lie S à Θ_2, et on en déduit l'équation (9) entre S et Θ_1. Les deux manières de procéder sont équivalentes; elles ne correspondent nullement à deux directions différentes du courant d'eau, l'une en sens inverse du courant de vapeur, l'autre parallèle à ce courant. Pour distinguer, dans le calcul, ces deux directions différentes dont nous parlerons plus loin, il faudrait tenir compte, dans les équations, de toutes de résistances passives opposées au mouvement de la vapeur à travers le faisceau tubulaire, et des variations qui en résultent, dans la pression et la température, d'une extrémité du condenseur à l'autre.

§ 2. — Construction du condenseur à surface

163. — *Règles pratiques pour déterminer la surface réfrigérante.* — Au début des condenseurs à surface, du temps de Samuel Hall, on croyait nécessaire d'avoir une surface réfrigérante égale à la surface de chauffe des chaudières, elle-même très grande à cette époque, c'est-à-dire de compter sur une condensation de $22^k,5$ par heure et par m²; la valeur de S était ainsi

$$\frac{1}{22,5} = 0^{m^2},04.$$

La très grande différence des écarts de température entre les deux faces de tubes, pour les condenseurs et pour les chaudières, aurait

même dû faire croire qu'une surface condensante plus grande était nécessaire.

Les physiciens entreprirent des expériences de laboratoire. Péclet trouva que le cuivre, maintenu à une température de 20° à 25°, peut condenser 105 kilogrammes de vapeur, ce qui permet de réduire au quart la surface précédente. Joule observa même des condensations de 488 kilogrammes par mètre carré et par heure. On arriva ainsi aux réductions de surface justifiées par la valeur de K calculée ci-dessus.

La pratique, en France, tend à se rapprocher de l'indication de Péclet, en réglant la surface réfrigérante à raison de $0^{mq},1$ par cheval, ce qui équivaut à $0^{mq},015$ par kilogramme de vapeur et par heure, la dépense de vapeur étant de 6 à 7 kilogrammes par cheval ; c'est la moitié environ de la surface de chauffe actuelle des chaudières. Les règles, suivies par les divers constructeurs, ne sont pas d'ailleurs uniformes ; le nombre $0^{mq},1$ n'est qu'une moyenne entre des valeurs variant entre $0^{mq},09$ et $0^{mq},12$ et atteignant même $0^{mq},15$ sur le *Tage*, comme le montrera le tableau XXXVI du n° 167. Les changements dans la surface par cheval seraient rationnels d'ailleurs, s'ils correspondaient à des changements dans le rendement économique des machines, la surface S par kilogramme de vapeur restant ainsi constante.

M. Seaton, dans le tableau qu'il donne des surfaces condensantes par cheval fixées par la pratique générale, tient précisément compte de la pression de la vapeur et, par suite, du régime économique de la machine. Au premier abord, on ne verrait pas, dans les différences entre les pressions considérées au moment de l'ouverture à l'émission, ou entre les quantités de chaleur Λ par kilogramme de vapeur envoyées au condenseur, la justification des changements dans la surface condensante par cheval, qui varie dans le rapport de 2,2 à 1,3. Quand on tient compte des différences du régime de détente, et de la dépense en kilogrammes de vapeur par cheval correspondant aux diverses pressions, tous les chiffres se trouvent expliqués ; on a ainsi un exemple de la manière dont l'expérience pratique peut devancer les considérations théoriques.

Le tableau suivant est la reproduction de celui de M. Seaton, complété par l'indication du nombre de détentes prévues. La troisième colonne a été calculée, en supposant que la dépense *d* par cheval, de vapeur au titre un, est de 12 kilogrammes pour les machines à simple détente, de 8 kilogrammes pour les machines à double détente et de 6 kilogrammes pour les machines à triple ou à quadruple détente.

Le changement de valeur de Λ, qui varie seulement de $643^c,4$ à $629^c,8$, ne joue, naturellement, qu'un rôle tout à fait secondaire.

TABLEAU XXXV

Surface réfrigérante d'après M. Seaton.

Pression dans le cylindre à la fin de la détente	A	Surface réfrigérante du condenseur par cheval	Surface réfrigérante du condenseur par 100.000 calories de $d \times A$	S
1° Simple détente ($d = 12$)				
2k,10	643,4	0m²,204	2m²,64	0m²,017
2° Double détente ($d = 8$)				
1k,40	639,7	0, 156	3, 04	0, 019
1, 05	637,2	0, 144	2, 82	0, 018
3° Triple détente ($d = 6$)				
0k,72	634,0	0, 138	3, 63	0, 023
0, 70	633,8	0, 131	3, 44	0, 022
0, 56	632,0	0, 128	3, 38	0, 021
0, 42	629,8	0, 121	3, 20	0, 020

La diminution de surface par cheval, en passant de la pression 2k,10 à la pression 0k,42, loin d'être exagérée, est donc un peu inférieure à la diminution de la chaleur à extraire ; en conservant la valeur de S de la machine à simple détente, on se rapprocherait de la proportion adoptée actuellement en France.

M. Seaton, tenant compte de la très grande influence que nous avons trouvée plus haut pour Θ_1, et, par suite, pour la température T_1 de l'eau réfrigérante à l'entrée, a soin d'indiquer que son tableau correspond à une valeur de T_1 égale à 15°,5. Il recommande d'accroître la surface réfrigérante de 10 %, quand le navire est destiné aux mers tropicales.

164. — *Volume d'eau réfrigérante.* — Le travail nécessaire, pour faire circuler l'eau dans un condenseur à surface, étant beaucoup moindre que pour l'extraire d'un condenseur par mélange, on proportionne, l'eau de circulation, plus largement que l'eau d'injection, au poids de vapeur à condenser.

La règle usuelle, dans la marine française est de faire circuler 50 litres d'eau par kilogramme de vapeur à condenser, ce qui, dans un condenseur présentant une surface S de 0m²,015 par kilogramme de vapeur et par heure, revient à établir une circulation par heure de

$$\frac{0{,}05}{0{,}015} = 0^{m3}333,$$

par m² de surface réfrigérante.

Cette règle ressort de l'inspection du tableau XXXVI ci-après, dans lequel la circulation par cheval et par heure varie de 300 litres à 400 litres,

et est moyenne de 350 litres ; on peut admettre, en effet, que la dépense de vapeur des machines considérées s'écarte peu de 7 kilogrammes par cheval et par heure.

Dans le tableau XXXVI, n° 167, les chiffres relatifs à la circulation résultent d'une simple évaluation du débit des pompes rotatives, qui est mal connu. En se reportant à l'époque des pompes à piston, on a des chiffres plus exacts. Le tableau suivant, extrait d'un ancien mémoire de M. Audenet, se rapporte à quatre essais de machines faits au tirage naturel ; le débit des pompes est estimé à 0,85 du volume engendré par les pistons.

	Puissance F	Surface réfrigérante par cheval	Eau de circulation par cheval
	chevaux	mètres carrés	litres
Infernet	1783,6	0,194	438
Voltigeur	900	0,131	375
Chasseur	745,5	0,158	435
Dives	611,7	0,192	336
Moyennes		0,169	396

A l'époque de ces expériences, la dépense de vapeur étant à peu près de 8 kilos par cheval et par heure, une circulation de 400 litres par cheval correspondait bien à 50 litres par kilog. de vapeur.

L'action de l'eau réfrigérante ne dépend pas seulement de son poids P et de la surface de condensation S par kilog. de vapeur. La durée du séjour de l'eau dans le condenseur doit, de plus, être suffisante pour que son échauffement se produise au degré prévu. Soit V le volume de l'eau dans les tubes du condenseur, par kilog. de vapeur et par heure ; le nombre de fois que l'eau se renouvelle par heure est représenté par le rapport

$$\frac{P}{V},$$

dans lequel les deux termes P et V peuvent être rapportés au cheval ou au kilog. de vapeur par heure, indifféremment. Le tableau XXXVI montre que ce rapport varie de 600 à 1.400 ; une valeur assez voisine de la moyenne est

$$\frac{P}{V} = 1000,$$

qui correspond à une durée de séjour de l'eau dans le condenseur égale à 3^s,6.

Il doit sans doute y avoir une relation entre la contre-pression et la

valeur du rapport P à V, mais les conditions du refroidissement sont trop complexes pour que cette relation apparaisse dans les résultats des expériences. Sur le tableau du XXXVI on ne voit même pas nettement l'influence des valeurs absolues de P et de S sur la contre-pression.

165. — *Position et direction relatives des courants d'eau et de vapeur.* — Parmi les dispositions variables qui doivent être adoptées pour la circulation, se trouve, en premier lieu, celle de la place relative assignée à l'eau et à la vapeur dans le condenseur. Nous avons supposé jusqu'ici que l'eau circulait à l'intérieur des tubes. Au début, en Angleterre surtout, on faisait généralement circuler l'eau à l'extérieur des tubes ; une maison anglaise des plus importantes et des plus justement réputées est restée fidèle à cette tradition.

L'eau à l'extérieur des tubes, séjournerait trois fois plus de temps dans le condenseur, car le volume intérieur des tubes n'est guère que le quart du volume total compris entre les plaques de tête. Ce serait là sans doute un faible avantage, comparé aux inconvénients des irrégularités de courant qui peuvent rendre une partie de la surface réfrigérante inefficace. L'eau peut rester dormante dans certains endroits, à tel point que, dans un des rares condenseurs à circulation extérieure construits en France, on a rencontré un jour une invasion de végétation marine.

Les motifs, qui ont conduit à l'adoption presque générale de la circulation intérieure, sont surtout d'ordre pratique. Ils portent sur les questions de nettoyage, de démontage, de tamponnage de tubes crevés, et surtout sur la convenance de mettre les garnitures dans la plaque de tête, à l'abri du contact de la vapeur.

Une seconde question, plus controversée, est celle de la direction relative à donner aux courants d'eau et de vapeur, quand on dirige la vapeur à l'aide d'écrans courant parallèlement aux tubes.

On se contente très souvent d'envoyer l'émission de vapeur au milieu du condenseur, normalement aux tubes, figure 255 en laissant à la condensation le soin d'appeler la vapeur en tous sens. La seule précaution prise, pour faciliter la distribution de la vapeur, consiste à supprimer quelques tubes pour lui ouvrir des chemins rayonnants à partir de son point d'arrivée, comme le représente la figure. Parmi les condenseurs qui figurent au tableau XXXVI, n° 167, ceux du *Brennus*, du *Carnot*, du *Cassini*, du *Casabianca*, du *Forban*, présentent cette disposition.

Souvent, en vue d'obtenir la plus basse température possible de l'eau condensée, et, par suite, le meilleur vide moyen au manomètre du condenseur, on cherche à diriger les deux courants en sens inverse l'un de l'autre, l'eau de condensation baignant les tubes les plus froids. Cette

disposition, représentée figure 257, a été particulièrement bien réalisée dans le condenseur du *Friedland*, figure 256 ; on la rencontre aussi, plus ou moins parfaite, sur le *Dupuy-de-Lôme*, le *Jemmapes*, le *Tage*, le *Du Chayla*, l'*Isly*, et le *Coureur* (tableau XXXVI).

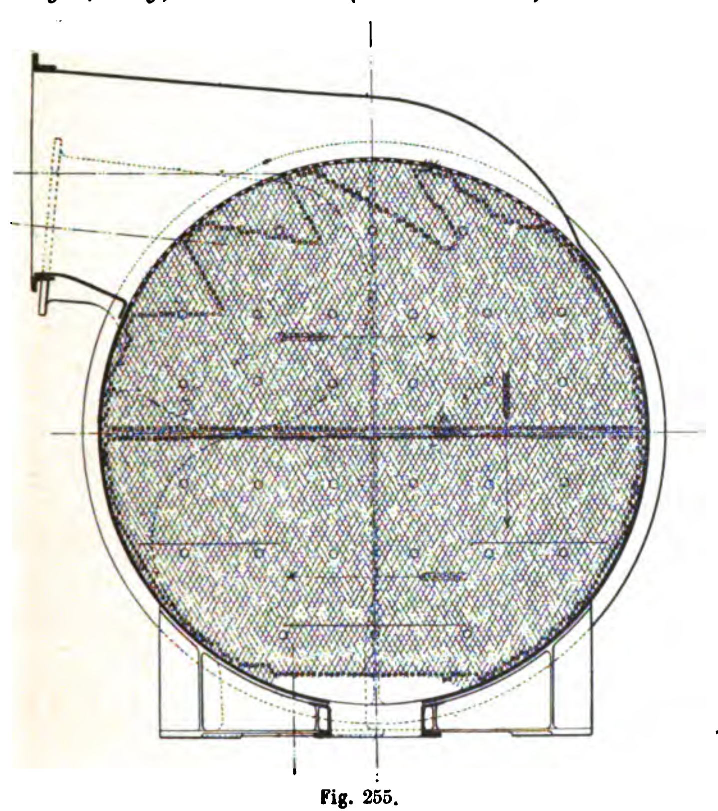


Fig. 255.

Enfin, on a pensé quelquefois qu'il était préférable de produire la condensation le plus brusquement possible, en plaçant les tubes les plus froids à l'entrée même de la vapeur, et en donnant aux deux courants des directions parallèles et de même sens. Tel est le cas du d'*Iberville*, le dernier des bâtiments qui figurent au tableau XXXVI. Sur le d'*Iberville*, dans l'essai à toute puissance, la contre-pression au condenseur a été supérieure de $0^k,10$ à celle des autres navires du tableau, savoir, $0^k,22$ au lieu de $0^k,12$; la chute de pression, du cylindre au condenseur, a été égale à la moyenne de celles des autres navires $0^k,29$. L'expérience du d'*Iberville* est donc défavorable au parallélisme des courants.

La première disposition, celle des courants perpendiculaires, a l'avantage de la simplicité ; elle dispense des écrans nécessaires pour diriger la vapeur ; elle n'est pas inférieure sous le rapport du vide obtenu.

166. — *Pompe à air; son débit. Décharge accidentelle.* — Dans les condenseurs à surface, l'air vient principalement des chaudières, où l'eau d'alimentation en introduit toujours une petite quantité, bien qu'elle en soit rarement saturée ; il y a de plus les rentrées d'air de la machine, à peu près nulles dans un appareil bien entretenu. L'air ne s'y trouve donc qu'à une pression très faible, limitée uniquement par l'imperfection de la pompe ; le manomètre indique souvent, en effet, une contre-pression à peine supérieure à la pression maximum de la vapeur d'eau. Le débit d'air de la pompe, égal aux rentrées d'air dans le même temps, est presque nul, et le nom de *pompe à air* n'est plus guère justifié.

D'un autre côté, le débit d'eau, égal simplement au débit de l'alimentation, moins les pertes d'eau douce de la machine, plus les petites rentrées accidentelles d'eau de mer, n'est guère que 3 ou 4 % du débit d'eau de la pompe à air d'un condenseur à injection.

Quoiqu'il en soit, on a longtemps conservé au volume engendré par le piston de la pompe à air la même valeur, avec les condenseurs à surface, qu'avec les condenseurs à injection, en prévision du cas où l'on aurait à fonctionner par injection. On a ensuite accepté peu à peu des réductions. Pour les neuf premiers condenseurs du tableau XXXVI, le volume engendré est en moyenne de 414 litres par cheval, ou 60 litres par kilog. de vapeur, au lieu des 100 litres habituels avec les condenseurs à injection. Si l'on tient compte des rendements des pompes, la différence est plus grande, parce que la pompe des condenseurs à surface, par suite précisément de la moindre pression de l'air à aspirer, soulève plus tardivement ses clapets. Le rendement en volume ne dépasse pas 0,5, ce qui donne 30 litres par kilogramme de vapeur.

En nombres ronds, le débit de la pompe à air, avec les condenseurs à surface, est de 1 litre d'eau et 30 litres d'air très raréfié, par kilog. de vapeur condensée, tandis qu'il est de 25 litres d'eau et 50 litres d'air avec le condenseur à injection. Le débit de vapeur aspirée avec l'air et condensée par compression est insignifiant, dans les deux cas, et sans influence sur le vide.

Pour éviter d'avoir deux pompes, engendrant des volumes à peu près égaux, la pompe de circulation débitant l'eau à plein corps, presque sans travail, la pompe à air dépensant du travail en débitant très peu d'eau, M. Joessel a imaginé une disposition de condenseur très curieuse, où les deux fonctions sont remplies par une seule et unique pompe ; on y trouve bien la marque de l'esprit un peu aventureux, qui a entraîné si souvent son auteur loin des chemins battus.

L'eau circule à travers le condenseur A, figure 256, où elle n'exécute pas moins de huit parcours dans les tubes ; elle est appelée par la pompe F,

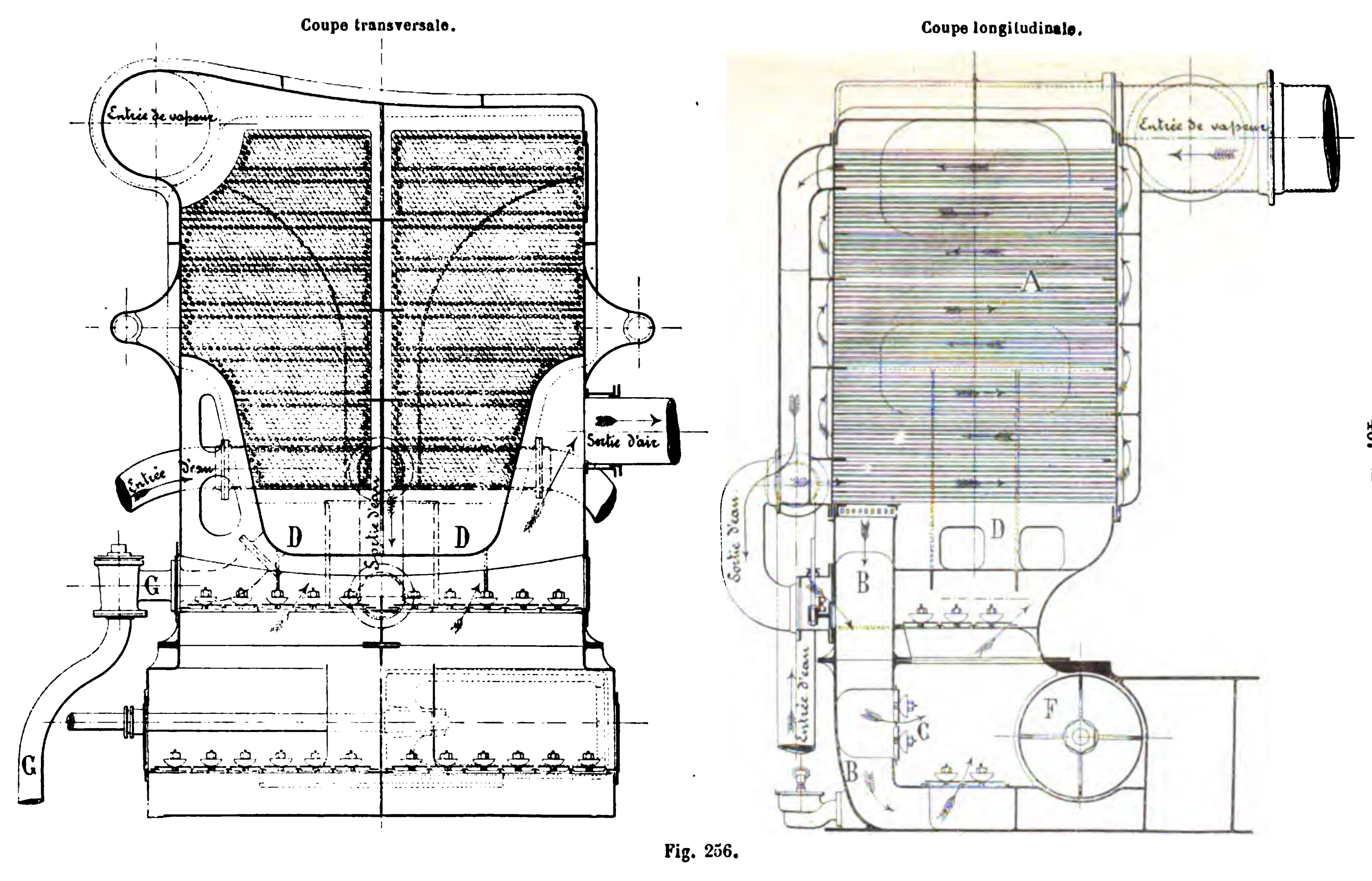

Coupe transversale.
Entrée de vapeur
Entrée d'eau
Sortie d'eau
Sortie d'air
D
D
G
G
Coupe longitudinale.
Entrée de vapeur
A
D
B
Sortie d'eau
Entrée d'eau
C
B
F

Fig. 256.

dans une sorte de boîte d'injection B, où son arrivée est réglée par un registre E. Dans cette même boite d'injection, qui communique librement avec le condenseur côté vapeur, se fait l'aspiration de l'air, tandis que l'eau de condensation n'y a pas accès.

L'eau de condensation s'amasse au fond du condenseur en D, au-dessous de l'orifice d'aspiration de la pompe, et y est aspirée par le tuyau G de la pompe alimentaire.

Le condenseur fait ainsi l'office de bâche.

La simplification réalisée était sérieuse au point de vue du nombre des organes. L'inconvénient s'est rencontré dans les difficultés d'alimentation. Les pompes alimentaires, en raison de leur petit diamètre, ne font pas facilement le vide dans leur boîte à clapets et, par suite, n'aiment pas à aspirer dans un réservoir sans pression. Il faut alors des précautions spéciales pour assurer l'amorçage de la pompe, et, quand le vide est très bon, la pompe reste exposée à se désamorcer.

Le condenseur Joessel a été établi sur le *Friedland*, le *Hugon*, le *Beautemps-Beaupré* ; la figure 256 représente l'appareil du *Friedland*, qui est encore en service.

Les condenseurs à surface ordinaires sont parfois complétés par une bâche, dans laquelle se fait la décharge de la pompe à air, et où aspire la pompe alimentaire. Le rôle de la bâche se réduit à celui de simple réservoir d'eau d'alimentation, après dégagement de l'air extrait du condenseur.

Au début, on prévoyait toujours la nécessité de faire fonctionner le condenseur à surface par injection ; la bâche portait donc un tuyau de décharge accidentelle, semblable au tuyau de décharge à la mer des anciens condenseurs. Cette disposition se rencontre encore fréquemment, et n'a pas d'ailleurs d'inconvénients. En prévision du cas où les avaries de tubes, qui ramènent à fonctionner à la manière d'un condenseur à injection, n'auraient pas suffi à fournir l'eau nécessaire, on disposait de plus une injection accidentelle ; cette injection servait surtout d'ailleurs à réparer à l'eau de mer, en cas de perte d'eau douce, ce qui en faisait un organe des plus dangereux. Dans l'état actuel des machines, la décharge accidentelle n'est pas nécessaire, et l'injection accidentelle doit être absolument supprimée.

167. — *Tableau des conditions de fonctionnement de quelques condenseurs.* — Les nombres du tableau XXXVI s'appliquent à la totalité des condenseurs de chaque navire considéré.

Tableau XXXVI

Conditions de fonctionnement de quelques condenseurs.

	Puissance en chevaux F	Surface totale de chauffe des chaudières	Surface totale réfrigérante des condenseurs	Rapport des 2 surfaces précédentes	Volume d'eau du condenseur par cheval V_1	Volume d'eau de circulation par chev.-heure P_1	Rapport $\frac{P_1}{V_1}$	Surface réfrigérante par cheval	Volume débité par la pompe à air par cheval-heure	Contre-pression au manomètre du condenseur
	chevaux	mèt. carrés	mèt. carrés		litres	litres		mèt. carrés	litres	kilog.
Carnot	16 344	3.139	1.622	1,88	0,402	264	657	0,099	463	0,102
Brennus	14.103	3.255	1.748	1,86	0,502	306	610	0,124	432	0,102
Dupuy-de-Lôme . . .	13 186	3.048	1.561	1,95	0,362	368	1017	0,118	278	0,068
Tage	12 455	2.864	1 883	1,52	0,537	481	896	0,151	641	0,080
Du Chayla.	9.570	1.647	925	1,78	0,391	300	767	0,097	525	0,149
Isly.	8 219	2.368	939	2,52	0,463	307	663	0,114	655	0,103
Cassini.	5.612	984	500	1,97	0,273	360	1319	0,112	235	0,140
D'Iberville.	5.260	983	475	2,07	0,276	304	1101	0,090	208	0,220
Casabianca	5.081	984	466	2,11	0,280	393	1404	0,092	293	0,080
Moyennes . . .	»	»	»	1,96	0,387	343	937	0,111	414	0,116
Friedland	4.428	1.488	681	2,13	0,623	697	1119	0,154	»	0,171
Forban.	4.180	348	150	2,32	0,110	»	»	0,036	»	0,141
Coureur	1.434	399	160	2,49	»	»	»	0,097	»	0,174

Ce tableau est relatif uniquement à des essais à toute puissance. Dans la marche à petite vitesse, la contre-pression au condenseur descend quelquefois à 0k,06 et même 0k,05.

168. — *Construction des enveloppes et des plaques de tête.* — Sur les bâtiments de commerce, les condenseurs à surface sont le plus souvent, comme les anciens condenseurs à injection, de simples caisses en fonte de fer, de section rectangulaire ou arrondie, suivant la disposition des lieux, venues de fonte avec les bâtis. Cette disposition, qui a l'avantage d'être la moins coûteuse, n'est acceptable, d'après ce que nous avons vu plus haut, que si l'eau circule à l'intérieur des tubes. Bien que les effets galvaniques ne soient pas très violents, la présence de plaques de tête en bronze et de tubes en laiton n'est évidemment pas de nature à prévenir ou à retarder l'altération de la fonte de fer, déjà observée dans les condenseurs à injection.

Quelquefois, mais assez rarement, les condenseurs sont en bronze, ce qui les rend plus durables, et surtout plus légers, le bronze pouvant se couler sous des épaisseurs deux fois moindres que la fonte de fer.

Sur les navires de guerre, la recherche de la légèreté fait adopter des enveloppes cylindriques chaudronnées, en tôle d'acier ou de laiton. Les enveloppes en acier sont plus résistantes et présentent des coutures plus étanches. La crainte des effets galvaniques, surtout au contact des nombreux tuyaux en cuivre rouge qui débouchent dans les condenseurs, fait préférer le laiton, quand on vise à une extrême légèreté.

Les enveloppes, très bien appuyées, aux deux extrémités, sur les plaques de tête contre-tenues par les coquilles, ont peu de chose à craindre de la pression atmosphérique extérieure. Dès que la longueur entre les plaques de tête dépasse deux mètres, une cloison transversale. nécessaire pour soutenir les tubes, achève de consolider l'enveloppe, Dans ces conditions, on peut, moyennant un léger entretoisement à l'intérieur, adopter une section elliptique au lieu d'une section circulaire, quand l'encombrement l'exige.

L'épaisseur des tôles en acier zingué de l'enveloppe est toujours de 7 à 9 m/m ; on est descendu à 4 m/m,5 sur le *Dupuy-de-Lôme*. Avec le laiton, on s'est contenté de 4 m/m sur le *Cassini*.

Le nombre des tuyaux, qui viennent déboucher dans le condenseur, en découpant l'enveloppe, est considérable. Indépendamment du grand tuyau d'émission BP, il y a les émissions de la machine de servitude et autres appareils auxiliaires, celles des soupapes de sûreté, et celles des purges des cylindres. Les purges des cylindres BP doivent toujours descendre très bas, afin d'assurer l'écoulement de la colonne d'eau en vertu

de son poids. La différence des pressions entre le condenseur et le cylindre pourrait être insuffisante, quand on marche à petite vitesse.

Pour le nettoyage du condenseur, on a quelques portes de visite dans l'enveloppe, avec fermeture autoclave extérieure, et un tuyau spécial d'arrivée de vapeur pour faire fondre les matières grasses déposées sur la surface extérieure des tubes réfrigérants.

Les plaques de tête, qui ferment les condenseurs à leurs deux extrémités, sont en bronze ; elles ont en général $30^m/^m$ d'épaisseur, ce qui est commandé par la garniture des tubes et indépendant des dimensions du condenseur ; on descend quelquefois à $25^m/^m$ et très rarement à $20^m/^m$.

169. — *Dispositions pour diriger les retours d'eau. Détail des coquilles.* — Sur les deux plaques de tête, sont appliqués deux doubles fonds pleins d'eau AA, fig. 257, communiquant entre eux par les tubes, entre lesquels se fait la circulation ; les parois extérieures contre ces réservoirs sont des pièces démontables appelées *coquilles*, qui portent les tubulures d'entrée et de sortie d'eau de circulation.

La disposition la plus simple est celle où l'eau entre dans une coquille et sort par l'autre, après un trajet simple dans les tubes. Tel est, en particulier, le cas où la circulation est uniquement produite par le sillage du bâtiment, comme sur le *Forban*.

Généralement l'eau fait plusieurs parcours à travers le condenseur ; ainsi, sur le *Friedland*, figure 256, il y a huit retours. Le mouvement est alors dirigé par des nervures rapportées sur les coquilles, ou venues de fonte avec elles. La figure 257 représente le mouvement de l'eau dans un condenseur à double parcours, ce qui est un cas assez ordinaire. Une des coquilles porte une nervure *a*, et l'autre aucune. L'arrivée et la sortie d'eau sont toujours placées sur la même coquille, afin de laisser l'autre coquille facilement démontable ; par suite le nombre des parcours de l'eau est pair.

Dans les coquilles, il faut se prémunir contre la formation de chambres d'air, surtout à la partie supérieure des réservoirs d'entrée d'eau ; les chambres à air empêcheraient, en effet, l'eau d'entrer dans les tubes qui y débouchent, et elles annuleraient l'effet de ces tubes. La précaution consiste à établir des robinets de purge d'air ; pendant la marche on doit ouvrir les robinets de purge de temps à autre, pour s'assurer qu'ils débitent de l'eau.

Les coquilles ne supportent d'autre fatigue qu'une très légère pression intérieure, produite par le refoulement de la pompe de circulation et égale à la résistance au mouvement de l'eau. On peut donc les construire très légèrement ; une simple tôle en cuivre rouge, de 7 à $8^m/^m$ d'épais-

seur, chaudronnée à la forme voulue, est suffisante ; sur cette tôle, on peut rapporter des nervures en tôle du même métal, à bords tombés.

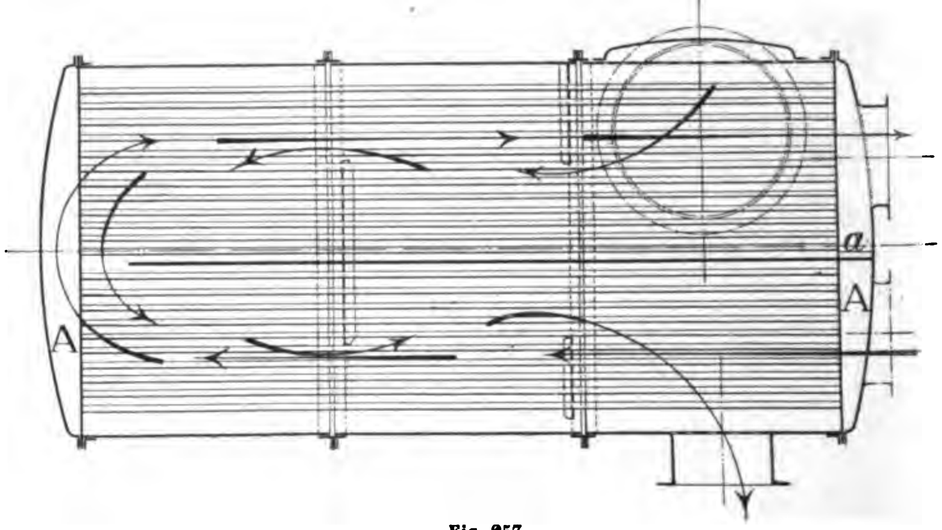


Fig. 257.

La figure 258 représente l'assemblage d'une coquille en cuivre rouge et d'une cornière d'acier de l'enveloppe, avec interposition de la plaque de tête en bronze. Les trois pièces sont tenues par une couronne de boulons, la plaque de tête et la cornière de l'enveloppe étant d'ailleurs réunies par un rivetage particulier.

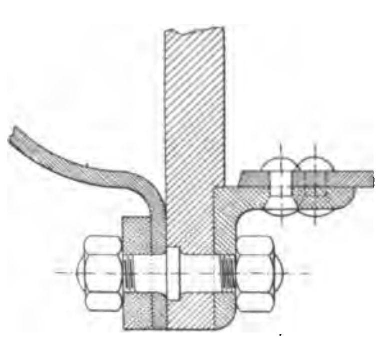


Fig. 258.

Quand les coquilles ont une forme très compliquée due aux tubulures et aux nervures qu'elles portent, il est plus simple de les couler ; elles sont alors en bronze, et ont une douzaine de millimètres d'épaisseur. Dans la marine de commerce, les coquilles sont généralement fondues.

Les tubes de condenseur ont besoin d'être fréquemment nettoyés à l'intérieur, et démontés de temps à autre. Pour le nettoyage, il suffit, comme nous avons dit, que l'une des coquilles s'enlève facilement. Il faut de plus que les joints de tubes se visitent facilement aux deux extrémités ; à cet effet, les deux coquilles présentent de grandes portes de visite A A, ainsi que le montre la figure 259.

Pour rendre le démontage et le remontage des tubes faciles, il fau-

drait rendre les deux coquilles démontables, et pour cela les composer d'un anneau cylindrique fixe et d'un fond mobile, les tubulures d'entrée et de sortie d'eau étant sur la partie cylindrique.

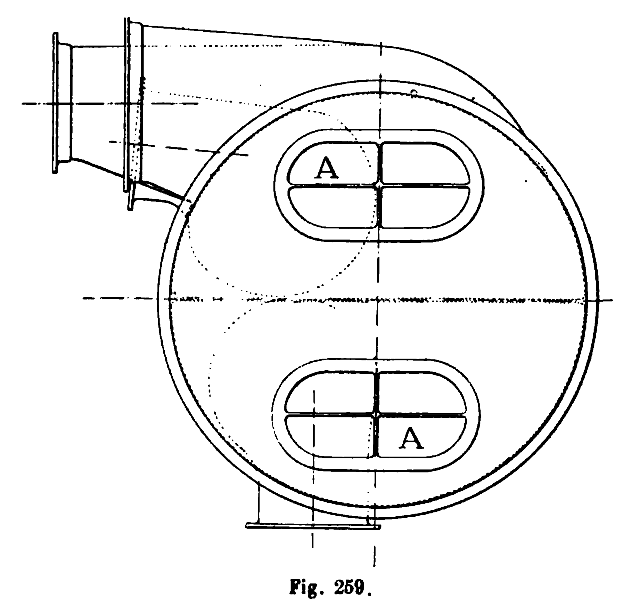


Fig. 259.

Le démontage des tubes exige que l'on dispose d'un espace vide d'une longueur égale à la leur, en avant de la plaque de tête; cette obligation double l'encombrement des condenseurs à surface dans les chambres de machines.

170. — *Tubes. Joints dans les plaques de tête.* — Les tubes de condenseurs sont en laiton étamé. L'étamage est exigé, moins dans un but de conservation, que pour boucher les petites criques dont le laiton étiré n'est pas toujours exempt. Leur diamètre intérieur est de 14 millimètres ou de 16 millimètres, rarement de 18 millimètres; il se détermine d'après leur longueur. Leur épaisseur est de 1 millimètre ; il est bon de donner 2 millimètres à la rangée de tubes directement exposée au courant de vapeur d'émission ; le choc de la vapeur courbe quelquefois ces tubes. Les tubes sont toujours distribués en quinconce ; l'écartement est, en général, de 6 millimètres entre leurs bords extérieurs.

La partie délicate des condenseurs est le joint des tubes dans les plaques de tête, qui doit laisser aux tubes la liberté de dilatation nécessaire, tout en assurant une étanchéité parfaite. Les dispositions essayées sont très nombreuses.

Dans la marine, on emploie généralement uné garniture en étoupes

ou en caoutchouc, serrée par un presse-étoupes taraudé dans la plaque de tête (fig. 260) ; le presse-étoupes se termine par un rétrécissement qui empêcherait le tube de sortir du joint. A Indret, la garniture se fait en ligne fine, non goudronnée ; à Brest, on remplace la ligne par une pile de rondelles en papier fort.

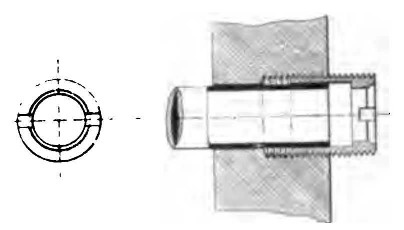


Fig. 260.

Quelquefois on fait l'économie du presse-étoupes, en employant deux bagues de caoutchouc superposées, fig. 261, ou, mieux encore, une rondelle disposée à la façon des cuirs emboutis, fig. 261 *bis* ; la pression tend, en effet, à comprimer naturellement les garnitures.

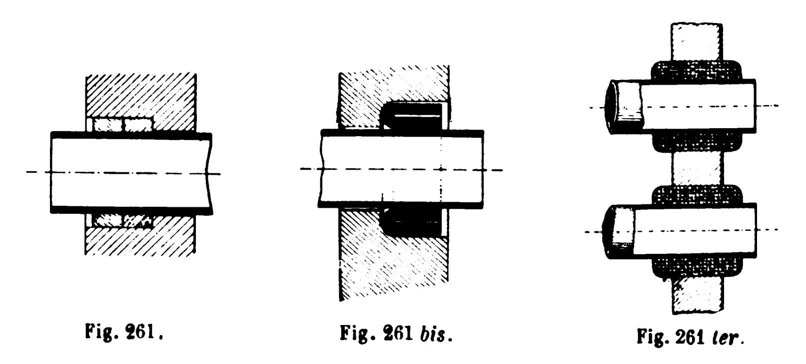


Fig. 261. Fig. 261 *bis*. Fig. 261 *ter*.

Pendant très longtemps, on s'est contenté de garnir les trous des plaques de tête d'une rondelle en bois de tilleul ou de peuplier, fig. 261 *ter*, au passage des tubes ; le bois, en se gonflant à l'eau, donnait un bon joint. Cette disposition est encore en usage.

Sur les torpilleurs, pour rapprocher davantage les tubes, on leur fait quelquefois traverser simplement la plaque de tête A, puis une feuille de caoutchouc B de 2 millimètres, couvrant toute la plaque de tête et serrée par une contre-plaque C, fig. 262. On voit, sur la figure, comment le caoutchouc s'emboutit autour des tubes, les trous ayant été percés à 5 millimètres de diamètre, pour des tubes de 16 millimètres.

M. Normand emploie des condenseurs courbes, avec des tubes courbes, simplement mandrinés dans la plaque de tête, ce qui réduit

le trou dans la plaque de tête au minimum, comme dans le cas précédent.

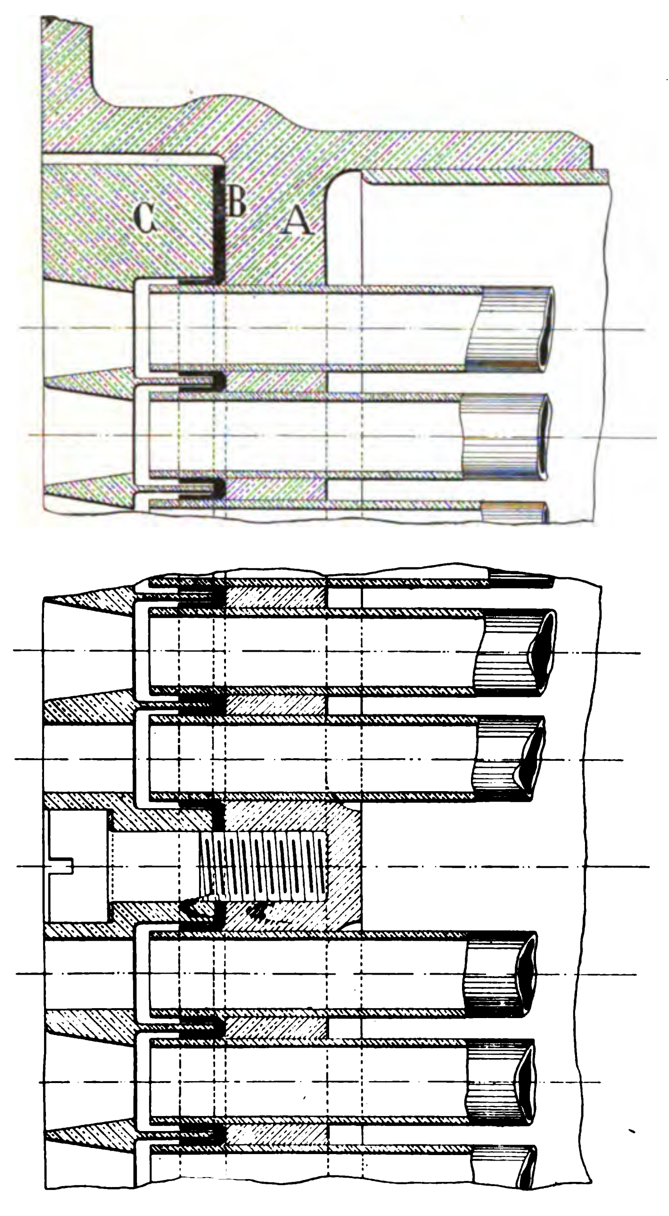


Fig. 262.

§ 3. — Théorie élémentaire des pompes à clapets.

171. — *Conditions de fonctionnement des différentes pompes du condenseur.* — Des trois pompes, qui desservent la machine marine et qui sont les annexes du condenseur à surface, l'une, la pompe de circulation, n'a qu'un office très simple à remplir. La charge diffère très peu à

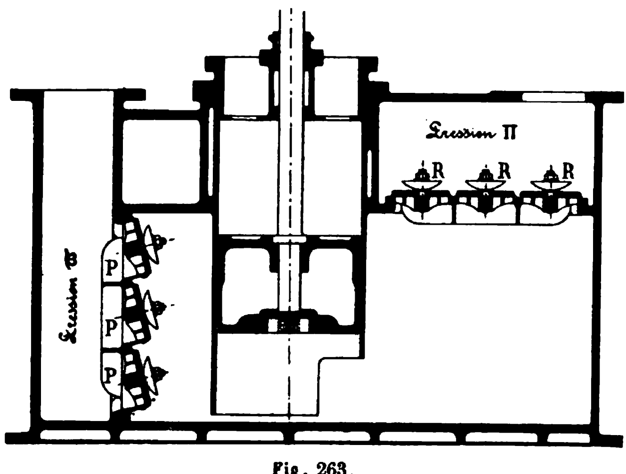


Fig. 263.

l'entrée et à la sortie, puisqu'il s'agit seulement de faire le travail d'un agitateur. Pour des charges aussi fortes à l'entrée, aussi faibles à la sortie, tous les systèmes de pompes seraient applicables sans difficulté ; mais les turbines, ou pompes rotatives, conviennent mieux que toutes les autres. Les turbines, employées comme pompes de circulation, ne diffèrent des appareils d'épuisement analogues en usage à terre, que par les conditions plus faciles de bon fonctionnement où elles se trouvent ; il suffira d'en dire quelques mots au n° 185.

La pompe à air et la pompe alimentaire, au contraire, la première à cause de la faiblesse de la charge à l'entrée, la seconde à cause de l'élévation de la charge à la sortie, et aussi pour d'autres considérations, sont des appareils délicats, exigeant tous deux, à des titres différents, une étude attentive. Pour la pompe à air, il n'y a guère à se préoccuper que du rendement en volume et de la sensibilité des clapets, de laquelle dépend la qualité du vide. Pour la pompe alimentaire, la régularité et la sûreté même du service peuvent être en jeu ; or, le moindre arrêt, le moindre retard dans l'alimentation, crée un danger pour les chaudières, surtout pour les chaudières tubuleuses à faible volume d'eau. Il im-

porte donc d'analyser très minutieusement l'application des pompes à clapets aux deux services dont il s'agit.

La pompe à air et la pompe alimentaire appartiennent, l'une et l'autre, au genre des pompes aspirantes et foulantes. Le rendement de l'une, la sécurité de l'autre, dépendent principalement des conditions suivantes :

1° Volume relatif de la boite à soupapes et élévation de la pression qui s'y établit.

2° Résistance propre des soupapes à l'ouverture et à la fermeture, et résistance au passage des fluides.

3° Température de l'eau aspirée.

4° Longueur et inertie des colonnes liquides à mettre en mouvement.

Nous allons considérer l'influence de ces éléments, sur le fonctionnement des pompes des machines marines.

172. — *Influence du volume de la boîte à soupapes.* — Le volume de la boite à soupapes intéressant le fonctionnement d'une pompe est simplement le volume v, qui reste plein d'air à la fin de la période de compression. La portion de la boîte qui est constamment remplie d'eau n'a pas plus d'influence sur le rendement que si elle était en métal plein, à partir de l'instant, du moins, où le fonctionnement a pris son état régulier et permanent.

Par suite, le volume de la boîte a relativement peu d'importance pour la pompe alimentaire, qui ne devrait jamais, en principe, aspirer d'air ; il doit être surtout considéré dans la marche de la pompe à air.

Soit donc v le volume plein d'air à la fin du refoulement, que nous appellerons espace mort.

Soit V le volume engendré par le piston dans une course simple d'aller ou de retour.

Nous négligeons, tout d'abord,

1° La résistance des soupapes,

2° La pression de la vapeur,

3° L'inertie de l'eau en mouvement.

Nous supposons la pompe à deux rangées de clapets seulement, fig. 263, clapets de pieds P, clapets de tête R, ce qui convient exactement au cas des pompes à piston plongeur, encore employées quelquefois comme pompes à air.

Appelons,

Π la pression du réservoir dans lequel la pompe refoule,

ϖ la pression du réservoir où la pompe aspire, c'est-à-dire la charge sur les clapets de pied.

A la fin du refoulement, la pression dans l'espace mort est égale à Π. Pendant l'aspiration, la pression dans la boîte à soupapes va en diminuant; les soupapes d'aspiration se lèvent au moment où cette pression est devenue ϖ. A ce moment, le piston de la pompe a engendré une fraction f du volume V, telle que l'on ait,

$$\Pi \frac{v}{v+fV} = \varpi, \tag{11}$$

équation fondamentale pour la marche d'une pompe aspirant un mélange d'eau et d'air.

La fraction de course f, qui précède la levée des soupapes, est, d'après l'équation (11),

$$f = \frac{v}{V}\left(\frac{\Pi}{\varpi} - 1\right); \tag{11 bis}$$

la fraction de course restante, correspondant à la période d'aspiration réelle, est

$$1 - f = 1 - \frac{v}{V}\left(\frac{\Pi}{\varpi} - 1\right). \tag{12}$$

La fraction $1 - f$ représente le rendement en volume d'une pompe à air, comme il est facile de le vérifier, par le calcul du volume d'air aspiré à chaque coup de piston.

Soit xV le volume d'air en question. Ce volume représente très approximativement le rendement en volume, puisque le débit d'eau n'en est que la trentième partie, d'après ce que nous avons vu, n° 166. A la fin de la course aspirante, le volume d'air x V, qui a traversé les clapets de pied, se trouve à la pression

$$\varpi \frac{x\,V}{V+v}.$$

Or, la condition pour que les clapets de pied se ferment, à la fin de la course, est que cette pression, jointe à celle de l'air laissé par le coup de piston précédent, qui est devenue en fin de course,

$$\Pi \frac{v}{V+v},$$

donne une somme égale à ϖ. Cette condition,

$$\varpi \frac{x\,V}{V+v} + \Pi \frac{v}{V+v} = \varpi,$$

conduit à la valeur de x,

$$x = 1 + \frac{v}{V} - \frac{v}{V}\frac{\Pi}{\varpi},$$

$$x = 1 - f.$$

Telle est la condition de marche normale. La condition pour que le désamorçage se produise est que la fraction de course f soit égale à l'unité, c'est-à-dire que l'on ait,

(13) $$\frac{v}{V}\left(\frac{\Pi}{\varpi}-1\right)=1,$$

(13 *bis*) $$v=\frac{V\,\varpi}{\Pi-\varpi}.$$

Pour se mettre à l'abri du désamorçage et pour obtenir le plus grand rendement possible en volume $1 - f$, on s'attache d'abord à réduire le volume de l'espace mort v ou plutôt son rapport à V. On peut ensuite agir sur la pression Π, qui doit être suffisamment faible, et surtout sur la charge ϖ à l'aspiration, qu'il importe de rendre assez forte.

Il y a deux moyens de faire tomber la pression dans la boîte à soupapes, à la fin de la course de compression, au-dessous de la pression Π du réservoir de refoulement.

Le premier procédé, le seul applicable aux pompes à deux rangs de clapets considérées dans ce numéro, consiste simplement à établir une communication directe et permanente de très faible section, entre l'intérieur de la boîte à soupapes et le réservoir d'aspiration. La fuite ainsi créée artificiellement ne fait pas baisser la pression dans la boîte au-dessous de Π, tant que le piston descend avec une grande vitesse : elle a, au contraire, un effet marqué à l'approche du point mort. Cette disposition a souvent été appliquée sur les pompes construites suivant la figure 263, et a toujours suffi pour prévenir le désamorçage ; elle ne doit être regardée cependant que comme un palliatif nuisible au rendement, puisqu'elle oblige à repomper tout l'air qui s'est échappé vers l'aspiration.

Le second procédé consiste dans l'emploi de trois rangs de clapets formant double boîte à soupapes.

173. — *Pompes à double boîte à soupapes, ou à clapets dans le piston.* — Cette disposition représentée figure 264, consiste à faire une boîte à clapets, du corps de pompe lui-même ; le refoulement passe alors à travers le piston muni d'une troisième rangée de clapets I.

On a ainsi deux boîtes à clapets superposées A et B, dans lesquelles s'établit une pression intermédiaire Π', qui est la pression de refoulement pour le réservoir d'aspiration et la pression d'aspiration pour le réservoir de refoulement. La pression Π' règne dans les deux boîtes A et B, pendant la descente du piston, quand son clapet est ouvert.

Supposons le volume de la tige des pistons négligeable par rapport à

celui du corps de pompe V. La pompe est complètement à simple effet. Le volume occupé par l'air dans les deux boites A et B est constant pendant la descente du piston; la pression Π' est, par suite, également constante.

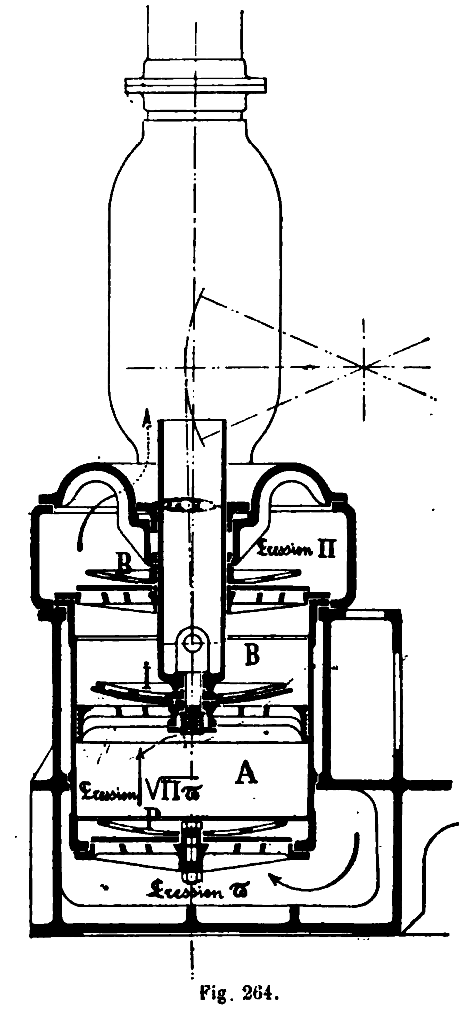


Fig. 264.

Supposons, de plus, l'espace mort v et le retard à la levée de la soupape f les mêmes pour les deux boîtes A et B.

L'équation (11) donne, pour la boîte A,

$$\Pi' \frac{v}{v + fV} = \varpi,$$

et, pour la boîte B,

$$\Pi \frac{v}{v + fV} = \Pi'.$$

Nous tirons de là,

$$\frac{\Pi'}{\varpi} = \frac{\Pi}{\Pi'}.$$

$$\Pi' = \sqrt{\Pi\,\varpi}.$$

La valeur de f, la même pour les deux boîtes, est

(13) $$f = \frac{v}{V}\,\frac{\Pi' - \varpi}{\varpi} = \frac{v}{V}\,\frac{\Pi - \Pi'}{\Pi'} = \frac{v}{V}\left(\sqrt{\frac{\Pi}{\varpi}} - 1\right).$$

Le rendement en volume,

(14) $$1 - f = 1 - \frac{v}{V}\left(\sqrt{\frac{\Pi}{\varpi}} - 1\right),$$

est supérieur au rendement (12) de la pompe à piston plein, de la quantité,

$$\frac{v}{V}\left(\frac{\Pi}{\varpi} - \sqrt{\frac{\Pi}{\varpi}}\right) = \frac{v}{V}\sqrt{\frac{\Pi}{\varpi}}\left(\sqrt{\frac{\Pi}{\varpi}} - 1\right).$$

On admet généralement que le rendement en volume $1 - f$, des pompes à air à piston plein, est égal à 0,5, et que celui des pompes à trois rangs de clapets est égal à 0,60 ou 0,65. On réalise donc un peu moins de moitié seulement de l'amélioration théorique indiquée par les deux équations (12) et (14). Si l'on faisait en effet $1 - f = 0{,}5$ dans l'équation (12), avec $\varpi = 0^{k},1$ et $\Pi = 1$ kilogramme, conditions normales, on tirerait de l'équation (14), $1 - f = 0{,}88$.

La condition de désamorçage est également améliorée, et devient,

(15) $$v = \frac{V\,\varpi}{\sqrt{\Pi\varpi} - \varpi} = \frac{V\,\sqrt{\omega}}{\sqrt{\Pi} - \sqrt{\omega}}.$$

Les pompes à clapets dans le piston sont souvent à fourreau, comme sur la figure 264. On augmente quelquefois volontairement le volume du fourreau, afin d'obtenir un refoulement et de donner du débit à la pompe pendant les deux courses du piston. Si le volume du fourreau est la moitié de celui du corps de pompe, on réalise exactement une pompe à double effet de volume moitié moindre. On perd alors le bénéfice sur le rendement en volume et sur la condition de désamorçage ; mais le débit se trouve amélioré, par suite de la régularité du courant, beaucoup plus grande dans les pompes à double effet.

L'inconvénient des pompes à clapets dans le piston est l'encombrement qui résulte de leur grand diamètre. Elles ne conviennent d'ailleurs qu'aux très grands débits; leur application est limitée aux pompes à air.

Pour les pompes alimentaires, qui sont très exposées au danger de désamorçage, dès qu'il y a un peu d'air dans la boîte, à cause de la grande valeur de Π dans l'équation (13 *bis*), on n'a que le recours à la mise en communication de la boîte avec l'aspiration, et surtout l'emploi d'une charge ϖ suffisamment élevée sur les clapets de pied.

Toutes les équations précédents, bien qu'insuffisantes pour les calculs numériques, sont très utiles à consulter, pour la recherche de la cause des difficultés qui se rencontrent dans le fonctionnement des pompes ainsi que des moyens d'y remédier. Elles méritent d'être étendues et complétées, en tenant compte, autant que possible, des conditions négligées jusqu'ici.

174. — *Pertes de charge dues aux soupapes.* — Les soupapes ne s'ouvrent pas à l'instant où l'équilibre de pression s'établit sur leurs deux faces, mais seulement lorsque la pression en dessus est inférieure à la pression en dessous, d'une fraction Δ suffisante pour vaincre le poids, l'adhérence, etc.

Pour tenir compte de la perte de charge correspondant au fonctionnement des soupapes, il faut, dans les équations, remplacer partout,

$$\varpi \text{ par } \varpi - \Delta\varpi,$$
$$\Pi \text{ par } \Pi + \Delta\Pi.$$

Si nous nous en tenons aux équations du n° 172, nous trouvons, par exemple, que la formule (12) du rendement en volume devient,

$$(16) \qquad 1 - \quad = 1 - \frac{v}{V}\left(\frac{\Pi + \Delta\Pi}{\varpi - \Delta\varpi} - 1\right),$$

et que la condition de désamorçage prend la forme,

$$(17) \qquad \frac{v}{V}\left(\frac{\Pi + \Delta\Pi}{\varpi - \Delta\varpi} - 1\right) = 1.$$

Dans ces deux formules, la présence de $\Delta\Pi$ ne modifie pas sensiblement la valeur de Π ; au contraire, $\Delta\varpi$ est du même ordre de grandeur que ϖ, et l'imperfection des soupapes impose, de ce chef, une limite au vide dans le condenseur.

Sur le *Friedland*, les pompes alimentaires, qui aspiraient directement au condenseur, ont été exposées, comme nous l'avons dit, à des désamorçages fréquents dans les premiers essais ; les soupapes d'aspiration coniques du modèle ordinaire ont été remplacées par de petits clapets verticaux, à charnière, parfaitement équilibrés, et, dès lors, le fonctionnement des pompes a été assuré.

Les soupapes paresseuses à se lever sont trop promptes, au contraire, à se fermer; l'effet de $\Delta\varpi$ change, en effet, de signe à la fermeture et la soupape retombe sur son siège, dès que la pression dans la boîte s'abaisse à $\varpi + \Delta\varpi$. La vitesse de l'eau, qui passe sous les soupapes à la fin de la période d'écoulement, aide à les tenir levées; il importe donc que cette vitesse soit assez grande et, par suite, que la section des orifices de soupapes ne soit pas exagérée.

175. — *Influence de la température de l'eau.* — Une des causes principales de l'inexactitude des formules établies n°s 172, 173 est dans la constance de la pression ϖ_s de la vapeur saturée, qui peut former une partie importante de ϖ et de la pression variable dans la boite à soupapes.

La détente pendant la période d'aspiration se produisant uniquement sur l'air resté à la pression $\Pi - \varpi_s$ dans la boîte à soupapes, l'équation fondamentale du fonctionnement (11) devient,

$$(\Pi - \varpi_s) \frac{v}{v + fV} + \varpi_s = \varpi,$$

et peut s'écrire

$$(18) \qquad (\Pi - \varpi_s) \frac{v}{v + fV} = \varpi - \varpi_s.$$

Toutes les formules qui en découlent doivent subir la même correction, et elles ne sont applicables qu'en y remplaçant partout Π par $\Pi - \varpi_s$, et ϖ par $\varpi - \varpi_s$.

Dans une pompe à air ordinaire, ϖ_s forme environ les trois quarts de ϖ, soit $0^k,075$, sur une contre-pression totale de $0^k,1$ au condenseur. En donnant à Π sa valeur habituelle de 1 kilogramme, nous voyons que le rapport de Π à ϖ, dans l'expression (12) du rendement en volume, passe de 10 à 40 par l'introduction de ϖ_s. Ainsi s'explique la valeur très faible de ce rendement, qui est habituellement 0,5 comme nous l'avons dit, mais qui peut descendre, même à 0,3, sur des pompes bien installées présentant un rapport assez convenable de v à V.

Il est bon de remarquer que la vapeur d'eau de la boîte à soupapes ne provient pas du condenseur, mais bien de l'eau de la boite. Les installations actuelles, en effet, figures 263 et 264, ne comportent pas souvent de clapet à air ouvrant au-dessus du niveau de l'eau à l'aspiration. L'air et la vapeur aspirés n'arrivent à la boite qu'en traversant une couche d'eau où la vapeur se condense; d'autre vapeur est ensuite produite par l'effet du vide, dans la boite à soupapes elle-même. Le jeu des échanges de chaleur est facile à suivre.

L'utilité des doubles boites à soupapes, obtenues en mettant une rangée de soupapes intermédiaires dans le piston, apparaît plus clairement, lorsqu'on tient compte de la pression ϖ_s. Dans la formule du désamorçage, par exemple, il y a un intérêt évident à remplacer

$$\frac{\varpi - \varpi_s}{\Pi - \varpi_s} \quad \text{par} \quad \frac{\sqrt{\varpi - \varpi_s}}{\sqrt{\Pi - \varpi_1} - \sqrt{\varpi - \varpi_s}}$$

qui est beaucoup plus faible.

Pour les pompes alimentaires aspirant de l'eau à la température ambiante sous la pression atmosphérique, l'effet de ϖ_s est tout à fait négligeable. Mais il n'en est plus de même si l'on aspire de l'eau chaude, il serait facile de calculer, d'après la formule (13) et le tableau des températures de saturation, quelle est la température à laquelle une pompe alimentaire doit forcément se désamorcer. Le chiffre obtenu ne serait sans doute pas très exact; mais le fait que les pompes alimentaires ne fonctionnent bien qu'en aspirant de l'eau froide est depuis longtemps établi par l'expérience.

Dans le cas où l'on établit un appareil de réchauffage d'eau entre la pompe à air et la pompe alimentaire, suivant l'essai fait sur le *Dunois* et le *La Hire*, la pression ϖ_s peut dépasser 1 kilogramme. Dans ce cas, la pompe nourrice, qui prend l'eau aux citernes, doit l'envoyer à la pompe alimentaire sous une pression de plusieurs kilogrammes, ainsi que M. Sigaudy a eu soin d'ailleurs de le faire.

176. — *Influence de l'inertie des colonnes liquides.* — Dans le cas où le fluide aspiré est de l'eau, dont l'inertie est considérable, il ne suffit pas, pour que l'aspiration se produise, que la soupape soit levée et que la pression soit la même sur ses deux faces. Il faut, de plus, qu'il y ait, entre le réservoir, d'où vient l'eau, et la boîte, une différence de pression ζ suffisante pour mettre en mouvement la colonne d'eau qui les sépare.

Soit toujours ϖ la pression dans le réservoir d'aspiration. En supposant que le piston fasse un vide parfait, que la perte de charge $\Delta\varpi$ soit négligeable, ainsi que la pression ϖ_s de la vapeur, conditions qui sont suffisamment remplies quand la pompe aspire de l'eau, l'écoulement de l'eau se fait sous l'action de la pression

$$\varpi - \zeta;$$

ζ peut devenir négatif, lorsque l'eau a une vitesse acquise.

Soient l la longueur de la colonne d'eau, en décimètres,

s sa section en décimètres carrés, supposée constante,

$\frac{sl}{g}$ sa masse;

pour obtenir une accélération W, les résistances passives étant négligées, il faut une pression ζ, en kilogrammes par décimètre carré, déterminée par l'équation,

$$\zeta s = \frac{s l}{g} W,$$

ou

(19) $$\zeta = \frac{l}{g} W.$$

La boite à soupapes étant exactement pleine d'eau, l'accélération W est commandée par le mouvement du piston.

Soient S la section du piston,
C sa course,
N le nombre de tours;

l'accélération linéaire maximum, atteinte à la fin de la course, est

$$w = \frac{C}{2}\left(\frac{2 \pi N}{60}\right)^2.$$

Les deux accélérations W et w devant être inversement proportionnelles aux deux sections s et S, nous avons,

(20) $$W = \frac{S}{s}\frac{C}{2}\left(\frac{2 \pi N}{60}\right)^2.$$

Les deux équations (19) et (20) donnent la valeur de ζ,

$$\zeta = \frac{2 \pi^2}{3600 g}\frac{S}{s} C N^2 l,$$

ou, en effectuant les calculs,

(21) $$\zeta = 0{,}00056 \frac{S}{s} C N^2 l.$$

Pour que l'eau accompagne constamment le piston, sans aucune rupture de contact accompagnée de dégagement d'air, et, par suite, sans désamorçage possible, il faut que la pression ϖ dans le réservoir alimentaire soit supérieure à ζ.

Si nous supposons ϖ et ζ égaux à la pression atmosphérique de 100 kilogrammes par décimètre carré, si nous faisons $s = S$, et si nous attribuons à CN^2 la valeur 4000, supérieure à ce qui est atteint dans la pratique, l'équation (21) nous donne,

$$l = 45^m.$$

Dans la réalité, les résistances passives, dont le calcul précédent ne tient pas compte, produiraient la rupture de contact au commencement de la course d'aspiration et, par suite, le désamorçage, pour une longueur de colonne d'aspiration très inférieure à 45 mètres, même pour

les valeurs de $C N^2$, comprises entre 2000 et 3000, des pompes alimentaires habituelles.

On redoute beaucoup, et avec raison, l'effet de l'inertie des colonnes liquides. On l'atténue, dans une certaine mesure, en plaçant sur le parcours de la colonne, surtout près du clapet d'aspiration, des réservoirs d'air où le niveau de l'eau s'élève et s'abaisse, en régularisant la pression. On ne le fait disparaître qu'en plaçant, sous la pompe même, un réservoir à air libre, dans lequel l'eau afflue régulièrement par le seul effet de la pesanteur. Un réservoir de ce genre se place toujours maintenant, sous chaque pompe alimentaire, comme nous le verrons plus loin. Ce réservoir assure la régularité de l'alimentation, malgré la petite hauteur d'aspiration qu'il oblige la pompe à surmonter.

Du côté du refoulement, l'inertie de la colonne liquide fatigue le tuyautage et fait perdre du travail. Il est indispensable de régulariser le débit en plaçant, à l'origine de refoulement, au-dessus même des clapets, un réservoir d'air dans lequel le niveau de l'eau monte et descend à chaque coup de pompe. Ce réservoir, qui est représenté sur les figures 265, 270, 280, doit être disposé de telle sorte que l'eau y entre en raison de sa vitesse, à la sortie de la boîte à soupapes.

177. — *Influence de la hauteur d'aspiration.* — Les pompes des machines marines travaillent toutes sous une certaine charge à l'aspiration, sauf ce qui vient d'être dit pour les pompes alimentaires. L'influence de la hauteur d'aspiration sur le rendement en volume, qui est sans importance pour un réservoir placé sous le bâti de la pompe, n'a donc qu'un intérêt secondaire, dans ce chapitre. Il y a seulement à en tenir lieu, pour l'établissement des pompes d'épuisement et, par suite, pour celui des pompes de circulation, qui sont toujours disposées en vue de servir à l'épuisement.

Les formules (11), (14) et (16) montrent comment le rendement en volume diminue, à mesure que la hauteur d'aspiration augmente et que la charge ϖ décroît d'autant. L'expérience montre que les pompes, capables en principe d'aspirer à 10 mètres, n'ont plus qu'un très faible débit et un fonctionnement défectueux, dès que la hauteur d'aspiration dépasse 5 mètres. La loi de la variation du débit en fonction de la hauteur d'aspiration a été observée fréquemment. Comme exemple d'expériences récentes, nous pouvons prendre les suivantes, faites avec une pompe de cale Thirion, du modèle de 300 tonneaux.

La pompe est mue par une machine compound à trois cylindres, et comprend trois corps de pompe. Les dimensions principales sont :

Diamètre des cylindres à vapeur 0m,175
Diamètre des corps de pompe. 0m,226
Course commune aux pistons. 0m,226
Volume engendré par un piston, course simple 10l,43
Volume total engendré par tour 62l,58
Diamètre du tuyau d'aspiration 0m,21
Diamètre du tuyau de refoulement 0m,20
Pression de régime 10k

Les débits relevés ont été les suivants :

Hauteurs		Nombre de tours par minute	Débit		Rendement en volume $1-f$
d'aspiration	de refoulement		par heure	par tour	
2m,95	7m,50	100	371tx	61l,8	0,98
3 10	7 00	98	356	60 7	0,97
4 00	7 00	98	349	59 3	0,95
5 00	7 25	102	360	58 3	0,93
6 00	6 50	106	288	45 2	0,72
6 00	6 00	96	277	48 2	0,77

Pour les hauteurs d'aspiration voisines de 3 mètres, le rendement en volume est, comme on voit, très voisin de l'unité.

Avec une hauteur d'aspiration nulle, ou une pression ϖ à l'introduction égale ou un peu supérieure à l'unité, on a observé des débits supérieurs au volume engendré par les pistons de la pompe. Cette anomalie apparente s'explique par l'inertie de la colonne liquide en mouvement, qui tient les soupapes levées, après que le piston a franchi le point mort et a commencé sa course de compression ; elle est toutefois assez rare, même sur les pompes alimentaires ; il est de règle de ne jamais compter sur un débit en volume supérieur à 0,9.

§ 4. — Pompes des condenseurs. Installation générale. Moteurs. Détails de construction.

178. — *Association de toutes les pompes sous la conduite d'un moteur unique.* — Le premier moteur des pompes, qui leur était commun à toutes, a été la machine principale elle-même. Au temps des condenseurs à injection, il était de règle générale que la pompe à air et la pompe alimentaire fussent attelées sur les tiges des grands pistons ou sur l'arbre à vilebrequins. Le seul sacrifice que l'on consentit, aux nécessités du service, était d'avoir, en dehors des pompes alimentaires

principales, une ou deux pompes munies de leurs moteurs, les *petits chevaux*, placés dans les chambres de chauffe ou celles des machines. Les petits chevaux étaient si bien considérés comme des appareils secondaires pour la machine, qu'on leur faisait souvent cumuler, avec leur emploi principal, celui de pompe de cale, qui s'accorde très mal avec les exigences d'un appareil alimentaire.

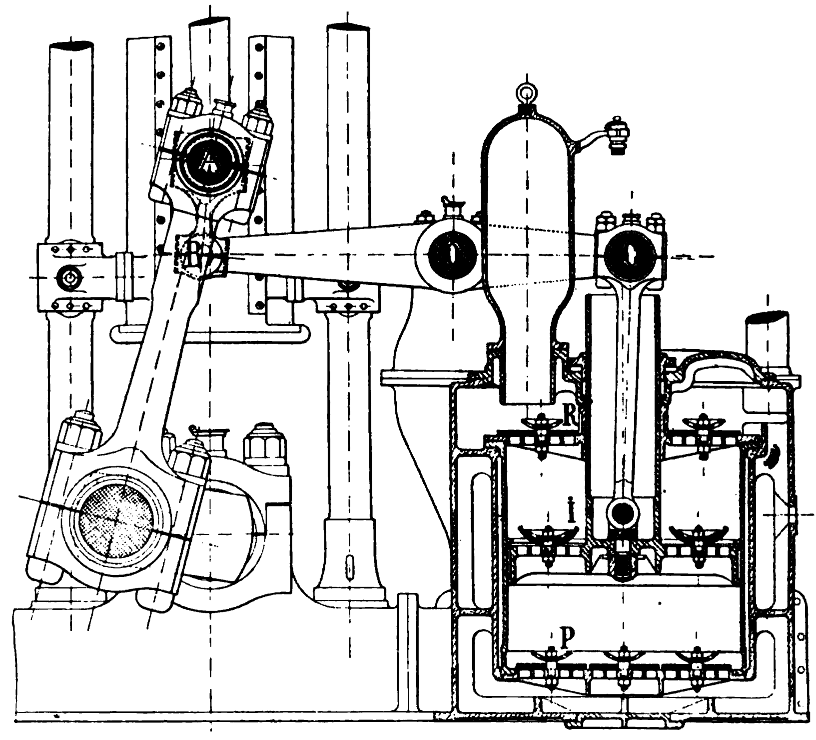


Fig. 265.

Avec les condenseurs à surface, on se contenta d'abord d'ajouter la pompe de circulation, en continuant à faire conduire le tout par la machine. Cette disposition n'a jamais cessé d'être adoptée dans la marine de commerce, et on la rencontre toujours fréquemment sur les paquebots et les cargos.

La prise de mouvement se fait par un balancier BC, attelé par des bielles courtes AB sur la traverse de tige de piston A, figure 265. Le balancier, généralement double, porte en C une traverse assez longue, sur laquelle s'articulent les bielles de toutes les pompes, au centre la pompe de circulation et la pompe à air, aux extrémités la pompe alimentaire et la pompe de cale.

Les avantages de la conduite des pompes par la grande machine

sont évidents. C'est d'abord la grande simplicité de manœuvre, chaque appareil se trouvant mis en route automatiquement, et, par suite, l'économie de personnel, qui est prise en si grande considération dans la marine de commerce. Il y a, de plus, une économie notable de vapeur, parce que les petits moteurs spéciaux, souvent à détente simple, ont toujours une consommation par cheval très supérieure à celle de la machine principale.

Les inconvénients sont nombreux ; il y en a de généraux et de particuliers à chacune des pompes ; nous énumérerons les principaux.

Impossibilité de diminuer le travail des pompes et leur débit, dans la proportion des besoins, quand on marche à allure lente. La dépense de vapeur par coup de piston diminue, en effet, beaucoup aux faibles vi-

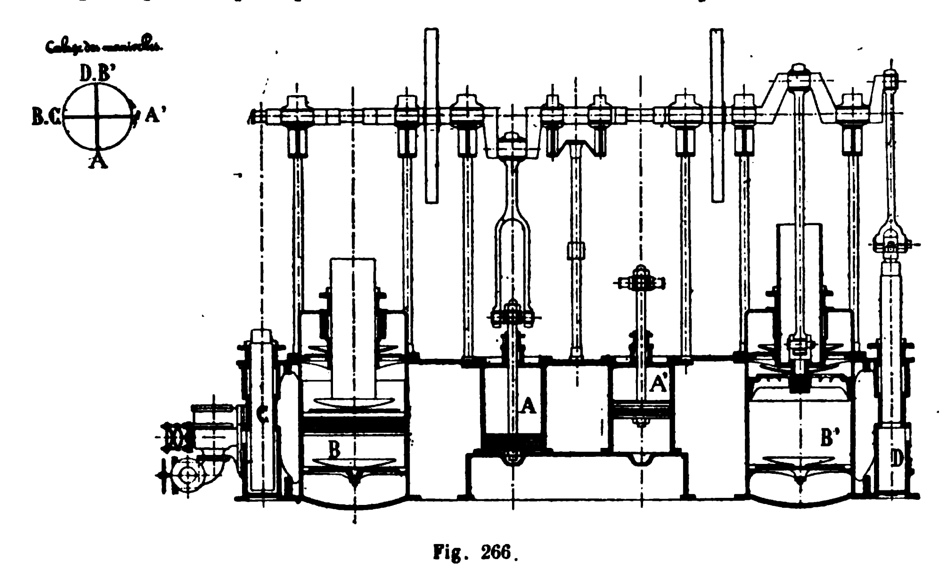


Fig. 266.

tesses, tandis que les pompes débitent une quantité d'eau plutôt supérieure.

Impossibilité d'établir le vide avant le départ et de le maintenir pendant le stoppage, ce qui crée des difficultés de manœuvre souvent sérieuses, comme nous l'avons vu au n° 75.

Impossibilité d'employer les pompes rotatives.

Impossibilité d'utiliser la pompe de circulation comme appareil d'épuisement quand la machine est stoppée.

Impossibilité d'arrêter l'alimentation, sans provoquer le jeu continu et bruyant de la soupape de trop plein, quand le niveau d'eau est établi dans les chaudières.

L'inconvénient d'un travail des pompes disproportionné aux besoins

de la condensation et de l'alimentation, quand on marche à faible vitesse, ne se rencontre jamais sur les bâtiments de commerce ; ceux-ci ne connaissent qu'une seule allure. Les difficultés de manœuvre, bien que gênantes sur tous les navires, ne présentent de gravité réelle que pour les bâtiments de combat.

La séparation des pompes et du moteur principal a été introduite d'abord dans la marine de guerre, et elle ne s'est généralisée que dans la marine de guerre. On a commencé par isoler la pompe de circulation en adoptant la pompe rotative. Puis on a séparé à son tour la pompe à air, encore conduite par l'arbre à vilebrequins à l'époque du *Milan.* La pompe alimentaire, qui ne mériterait pas d'ailleurs, pour elle seule,

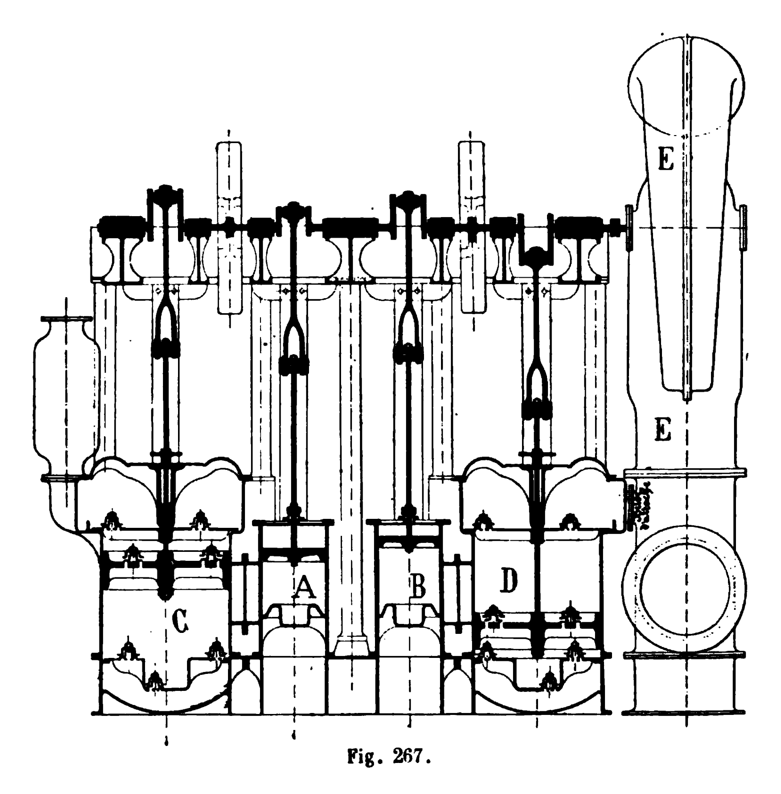


Fig. 267.

l'établissement d'un balancier, a été également retirée de la machine ; elle est devenue ainsi une deuxième édition des petits chevaux.

On a songé, d'abord, à conjuguer toutes les pompes, du moins les pompes à piston, sous la conduite d'un moteur unique, en créant la *machine de servitude.* On y trouvait le double avantage de la simplicité et de l'économie.

La figure 266 représente une machine de servitude construite pour

les avisos-torpilleurs, avec deux cylindres à vapeur AA', deux pompes à air, BB', enfin, à chaque extrémité, une pompe alimentaire C et une pompe de cale D accouplées sur une traverse conduite par une seule bielle. L'expérience a été défavorable à cette disposition, surtout à cause de l'irrégularité du travail des pompes alimentaires ; elle a prouvé deux choses, savoir :

1° Qu'il est indispensable de séparer complètement les pompes alimentaires des autres, et de les munir de leur moteur spécial, sous peine de compromettre le bon fonctionnement de toutes les pompes.

2° Qu'il est très utile, lorsque les pompes à air sont conduites par un arbre à manivelles, de monter sur le même arbre la pompe de circulation, qui sert de volant, ou mieux encore de régulateur, au mouvement de rotation de l'arbre. Les pompes à air à volume réduit et à nombre de coups par minute élevé, sont nécessairement conduites par des arbres à manivelles.

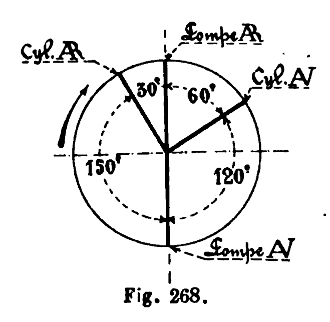


Fig. 268.

179. — *Machines de servitude. Moteurs spéciaux pour pompes à air.* — La disposition de machine de servitude la plus commode pour conduire les pompes à air et les pompes de circulation consiste à juxtaposer deux cylindres à vapeur A,B, et deux corps de pompe C,D, et à atteler directement les quatres pistons sur un arbre à quatre vilebrequins, figure 267 ; le même arbre porte la pompe de circulation à son extrémité, en E.

Cette disposition place les turbines à une hauteur commode pour les tuyaux d'aspiration et de refoulement ; elle n'est encombrante que dans le sens de la longueur ; elle assure, avec deux cylindres seulement, qui peuvent être compound, un fonctionnement sûr et régulier.

La seule précaution à signaler porte sur le calage des manivelles, qui a donné lieu à quelques difficultés sur les machines de servitude du *Faucon* et du *Vautour*. Les deux pompes à air étant à simple effet et à faible résistance, le calage de leurs manivelles à 90° donnerait un couple résistant très irrégulier. Le calage à 180°, fig. 268, est celui qui leur

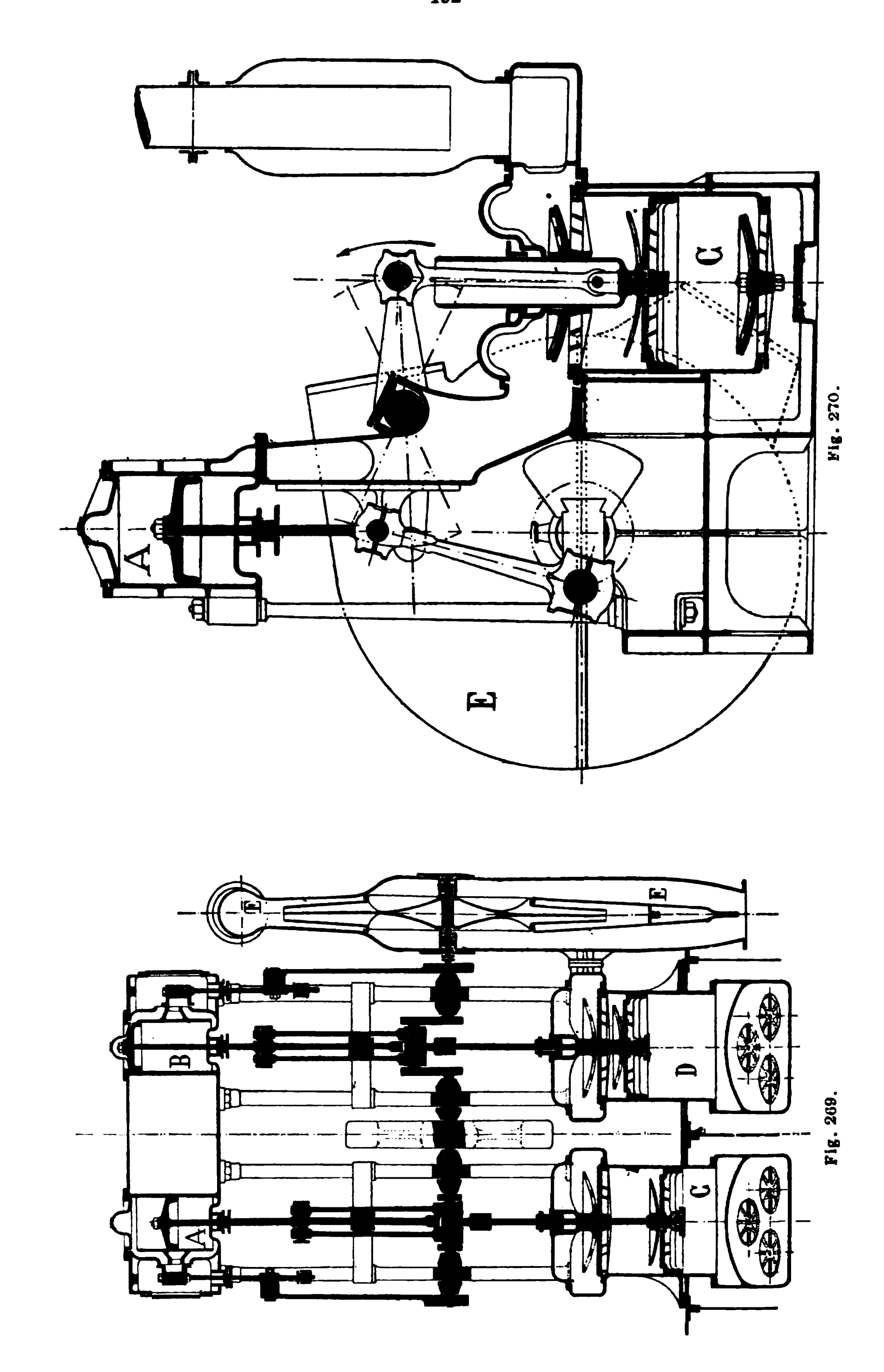


Fig. 270.

Fig. 269.

convient le mieux ; il équilibre très exactement les poids. Les manivelles des cylindres à vapeur sont calées à 90° l'une de l'autre ; le poids des pièces mobiles n'étant pas équilibré, il faut, pour la régularité du mouvement, placer la bissectrice des manivelles motrices un peu sur l'avant du diamètre des manivelles des pompes. On arrive ainsi au calage général représenté figure 268, déterminé en 1891 par M. Raymond, qui est adopté actuellement à Indret.

Le défaut d'espace, en longueur, conduit quelquefois à s'écarter de l'agencement qui précède, et à placer les corps de pompe dans le même plan transversal que les cylindres à vapeur. A cet effet, on a le choix entre les deux dispositions suivantes.

On peut placer chaque corps de pompe verticalement au-dessous d'un cylindre à vapeur, comme sur la figure 269, en attelant les deux bielles sur une manivelle unique de l'arbre. La hauteur totale de la machine de servitude se trouve alors à peu près doublée.

On peut aussi placer chaque pompe par le travers d'un cylindre à vapeur, en la faisant conduire par un balancier, figure 270, comme dans le cas des pompes attelées sur la machine principale, figure 265. Cette disposition n'augmente pas l'encombrement en hauteur, par rapport à la figure 267, mais elle double l'encombrement transversal.

Il est à remarquer que, dans les dispositions des figures 269, 270, les manivelles des deux pompes se trouvent nécessairement calées à 90° l'une de l'autre. Il serait donc utile, pour éviter les irrégularités dans le mouvement de rotation, d'avoir trois vilebrequins sur l'arbre ; mais alors on perdrait une grande partie du bénéfice cherché sur l'encombrement en longueur.

Dans le cas des pompes à air indépendantes des pompes de circulation, il n'y a plus de machine de servitude proprement dite, bien que le nom soit conservé parfois à la pompe à air et à son moteur.

Pour la pompe de circulation, on a fait fréquemment usage, à l'origine, du moteur Brotherwood. On préfère aujourd'hui la machine ordinaire à deux cylindres, qui peut être à détente double, et qui dépense toujours beaucoup moins de vapeur que les machines Brotherwood.

Les pompes rotatives, mues par des machines rotatives, auraient de grands avantages sous le rapport du poids et de l'encombrement. Les *Behrens*, longtemps employés dans la Marine, n'ont jamais été essayés comme machines de servitude ; leur énorme consommation de vapeur, les pertes de rendement résultant de la moindre usure, en feraient, pour ce service, des appareils défectueux. Les recherches poursuivies actuellement par M. Lerond, en vue de l'application de la détente multiple à

ce genre de moteurs, pourraient conduire à des applications mieux justifiées.

Pour la pompe à air, on peut choisir, selon les circonstances, une des trois dispositions de moteur représentées, figures 267, 269 et 270; le moteur tourne moins régulièrement que dans le cas où la pompe de

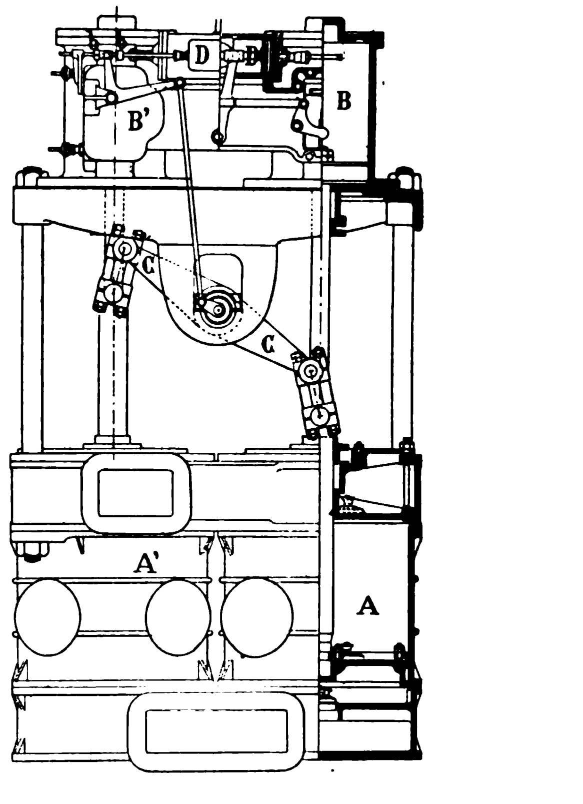


Fig. 271

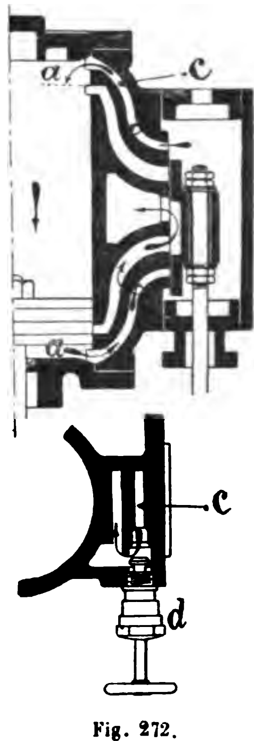


Fig. 272.

circulation est montée sur son arbre, mais le fonctionnement de la pompe à air reste satisfaisant. Le mode de conduite par un cadre, dans les conditions de la figure 280 a été quelquefois appliqué, mais il n'est pas à recommander.

Lorsque la pompe à air n'est pas accouplée à la pompe de circulation, il paraît préférable de la faire conduire par un des moteurs sans arbre ni volant, pour la plupart d'invention américaine, qui ont l'avantage de régler leur vitesse d'après la résistance même de la pompe ; les pompes arrivent, dans ces conditions, à un rendement mécanique beaucoup plus élevé.

Le modèle qui est le plus répandu dans la marine des Etats-Unis est la pompe Geo. Blake, représentée figure 271. Il y a deux corps de pompe A, A'; leurs pistons, directement actionnés par ceux de deux cylindres à vapeur B, B', ont leurs tiges conjugées sur un balancier CC. Les deux cylindres ont leurs tiroirs de distribution DD montés sur une tige unique, actionnée par le balancier CC à l'aide des butoirs *b*, *b*, qui donnent le calage convenable pour la régulation ; la transmission de mouvement du balancier CC aux butoirs *b* se voit suffisamment sur la figure.

Le moyen employé pour amortir la vitesse des pistons à fin de course consiste dans la compression à peu près adiabatique d'un coussin de vapeur en *a*,*a*, au delà de l'arête des lumières de distribution de vapeur, figure 272. La vapeur comprimée s'échappe par des canaux particuliers *cc*, en soulevant des soupapes, dont on bande le ressort à volonté.

La pompe Geo. Blake doit être appliquée sur le paquebot transatlantique la *Lorraine*. En présence de son bon rendement, le volume théorique engendré par seconde par le piston doit recevoir une valeur beaucoup plus faible que dans les pompes de la *Touraine*, pour une puissance de machine cependant deux fois plus grande.

180. — *Installation des pompes à air et des citernes.* — Le bon fonctionnement des pompes à air en elles-mêmes, indépendamment des qualités de leur moteur, est assez facile à assurer. Les principales précautions portent sur la disposition du tuyautage et des bâches ou réservoirs d'eau, ainsi que sur la quantité d'eau douce à garder toujours en réserve.

Le tuyautage d'aspiration doit être assez incliné, pour amener l'eau sous une charge convenable aux clapets de pied. Les pompes sont nécessairement situées plus bas que le condenseur, placé lui-même, de préférence, plus bas que le cylindre à vapeur. Ce tuyautage doit être court, et ne doit surtout présenter aucune partie horizontale, parce qu'il est en grande partie vide, et que le ballottement de l'eau dans le vide produit, au roulis et au tangage, des chocs de marteau d'eau extrêmement sonores.

Le tuyau de refoulement, muni en son point le plus élevé d'un tube de dégagement d'air, se déverse dans le filtre à éponges. La pression y est partout un peu supérieure à 1 kilogramme ; les chocs d'eau n'y sont pas à craindre, si le réservoir d'air au-dessus des clapets de tête est bien disposé. Il est bon que ce tuyau soit court, et il est nécessaire qu'il ne présente aucun coude où l'air puisse s'amasser.

L'eau, toujours sous charge, se rend du filtre à la citerne alimentaire,

après avoir reçu l'eau de chaux qui est fournie par l'appareil décrit dans les *Chaudières marines*, n° 179.

L'eau de réserve, contenue dans les citernes alimentaires et les filtres, qui tiennent lieu des anciennes bâches, doit être en quantité suffisante pour compenser, entre deux marches des bouilleurs, l'insuffisance de débit des pompes à air résultant de toutes les fuites de vapeur, pertes par les soupapes, etc. Le volume des citernes est fixé, dans la Marine, à 2 mètres cubes par mille chevaux. Toute eau douce en excès, venant de la pompe à air, est rejetée à la mer par un tuyau de décharge.

Il est à remarquer que, pendant la chauffe, l'eau augmente de volume, de 7 %, pour une élévation de température de 175°, par suite de la différence des coefficients de dilatation cubique de l'eau et du fer. En tenant compte de la formation des bulles, il faut compter sur un accroissement de volume de 10 % au moins. Pendant que cette augmentation de volume se produit, on n'alimente pas, et l'eau condensée va à

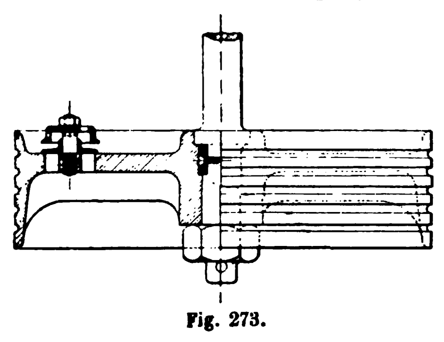


Fig. 273.

la mer. Or, les chaudières cylindriques type marin, qui sont encore d'un usage presque exclusif dans la marine de commerce contiennent 2.250 litres d'eau par mètre carré de grilles, soit environ 20 mètres cubes par mille chevaux ; elles perdent donc toute leur eau de réserve au début de la marche. Ainsi, après être sorti du port, où l'on a fait le plein des chaudières et des citernes, on est exposé à n'emporter, en réalité, d'autre réserve que celle correspondant à la dilatation.

Avec les chaudières tubuleuses, la perte est beaucoup moindre, et la capacité de 2 mètres cubes par mille chevaux est suffisante pour les citernes alimentaires.

Pour les motifs étudiés au n° 166, le débit des pompes à air s'établit à raison de 30 litres environ par kilogramme de vapeur ou par litre d'eau de condensation.

181. — *Détails de construction des pompes à air.* — Les pompes à air, parties fixes et parties mobiles, sont entièrement en bronze, à l'ex-

ception de la tige du piston, qui est quelquefois en acier avec chemise de bronze.

Les presse-étoupes sont du modèle le plus simple. On se dispense en général de toute garniture autour des pistons; quelques cannelures sont simplement pratiquées sur le pourtour des pistons, comme le montre la figure 273 représentant, en coupe et en projection, un piston à clapets. L'ajustage se fait à frottement doux. L'usure est peu à craindre, les pompes à air étant toujours verticales.

Les soupapes sont calculées de manière à obtenir une section de passage déterminée, à travers les grillages des sièges. Le tableau XXXVII, fournit quelques exemples à consulter.

Les sections indiquées par ce tableau sont plus que suffisantes, si l'on se rapporte aux règles données par le manuel de M. Seaton, savoir, en mesures anglaises, pour les clapets de pied et de tête respectivement,

$$S = \frac{D^2 V}{1000}, \qquad S_2 = \frac{D^2 V}{800},$$

D étant le diamètre des pistons et V leur vitesse moyenne. Ces règles donnent en effet, en mesures françaises,

$$\frac{S}{Q} = 0{,}250,$$

$$\frac{S_2}{Q} = 0{,}312.$$

Tableau XXXVII

Section des soupapes de pompes à air.

Noms des bâtiments	Section d'écoulement			Volume engendré par seconde Q	Rapports		
	Clapets de pied S	Clapets de piston S_1	Clapets de tête S_2		$\frac{S}{Q}$	$\frac{S_1}{Q}$	$\frac{S_2}{Q}$
	mèt. carrés	mèt. carrés	mèt. carrés	mèt. cubes			
Brennus . . .	0,19	0,17	0,21	0,402	0,4726	0,4228	0,5224
Jeanne-d'Arc .	0,1914	0,1740	0,2088	0,591	0,3238	0,2944	0,3533
Du Chayla. .	0,1269	0,1128	0,1692	0,3436	0,3664	0,3257	0,4886
Friant . . .	0,1286	0,1120	0,16	0,3436	0,3743	0,3260	0,4657
Galilée . . .	0,0636	0,0556	0,0795	0,197	0,3228	0,2822	0,4035
Moyennes .	»	»	»	»	0,372	0,330	0,445
Touraine . .	0,8352	0,9744	0,9280	2,184	0,382	0,446	0,424
Champagne . .	0,5426	0,5275	0,6028	1.740	0,311	0,303	0,345
Moyennes .	»	»	»	»	0,346	0,375	0,385

M. Seaton a établi ses formules pour les pompes des condenseurs à injection, et il pense que, pour les condenseurs à surface, on peut descendre au-dessous des sections qu'elles indiquent.

La section des soupapes, comme nous l'avons vu au n° 174, ne doit être ni trop faible, ni trop grande.

Dans la détermination des sections, il convient de s'assurer que la section annulaire ouverte πdh, pour une levée h de la soupape, n'est pas inférieure à la section du siège s.

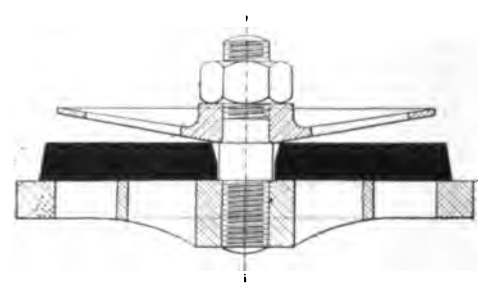


Fig. 274.

Les soupapes des pompes à air, celles de pied surtout, doivent être très sensibles, et, par suite, très légères. Les disques en caoutchouc naturel, avec guide au centre et butoir en forme de coupe, ont été longtemps employés ; ils ne sont pas encore abandonnés, car l'exemple de la figure 274 est pris sur une machine toute récente. On remarquera

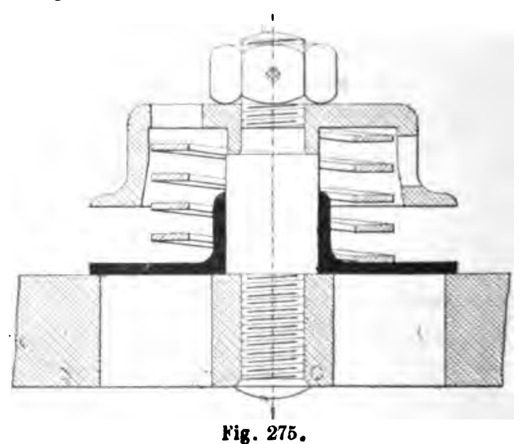


Fig. 275.

l'évidement à la partie supérieure du disque autour du guide, qui est indispensable pour empêcher le caoutchouc de se couper à la compression. On laissait autrefois un jeu vertical, entre le caoutchouc et le butoir.

Le caoutchouc, qui était attaqué chimiquement par les anciennes ma-

tières grasses, suif et huile d'olive, est dissous par les huiles minérales. De là, une tendance générale à adopter les soupapes métalliques, dont il existe plusieurs modèles convenables.

La soupape Corliss, figure 275, est en bronze mince, avec collerette de guidage et léger ressort à boudin en cuivre rouge.

La soupape Coe et Kinghorn est une simple feuille de cuivre mince sans collerette de guidage ni ressort de rappel ; la course est très faible, de manière à empêcher tout coincement : la figure 276 représente les soupapes Kinghorn adoptées à Indret.

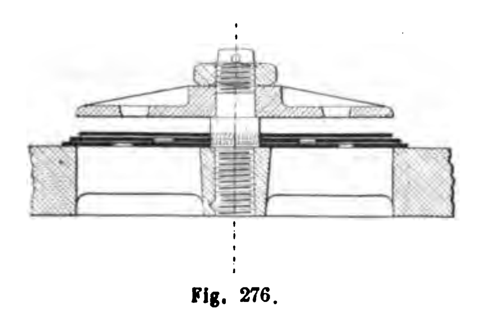


Fig. 276.

M. Seaton, dans son manuel, représente un modèle Coe et Kinghorn en forme de clapets.

Les butoirs des soupapes métalliques sont toujours percés d'ouvertures, pour assurer le décollement de la soupape.

Pour le bon fonctionnement des clapets de pied, qui est le plus délicat à obtenir, il importe que l'épaisseur de la lame d'eau sous ces clapets soit réduite au strict minimum. En effet, si le volume d'eau restant sous les clapets est grand, tous les mouvements de roulis ou de tangage renvoient de l'eau à travers les clapets, pendant les périodes d'aspiration de l'air, et rendent ainsi l'écoulement très irrégulier.

Une seconde précaution non moins importante, qui était toujours prise dans les condenseurs à injection, et que M. Garnier a introduite de nouveau, il y a quelques années, dans le pratique d'Indret, consiste à établir des clapets d'aspiration à deux hauteurs différentes, comme sur la figure 267. Dans cette disposition, la poche située au-dessus du clapet central inférieur reste toujours pleine d'eau, et le clapet débite uniquement de l'eau ; dans la couronne environnante, le niveau de l'eau s'établit, par moments, au-dessus des sièges, et le débit continu de l'air se trouve assuré. On pourrait réaliser peut-être, d'une manière plus parfaite, cette séparation des écoulements de l'eau et de l'air ; mais la disposition très simple de la figure 267 suffit à donner des résultats satisfaisants.

182. — ***Installation des pompes alimentaires. Conditions spéciales de leur fonctionnement.*** — Les pompes alimentaires, après avoir été séparées de la machine de servitude, sont restées quelque temps à côté d'elle dans la chambre des machines ; elles ont ensuite émigré, pour aller à leur véritable place, qui est dans la chambre des chaudières. La conduite des pompes alimentaires regarde, en effet, ceux qui veillent aux niveaux. Ces pompes sont de véritables accessoires des chaudières ; la nécessité de réunir toutes les pompes, dans une même étude, justifie seule leur rattachement à la question des condenseurs et de la condensation.

L'établissement des pompes alimentaires dans les chambres de chauffe ne rencontre qu'une difficulté, celle de l'encombrement, qui est parfois sérieuse, surtout pour les pompes horizontales, parce que l'espace est encore plus rare autour des chaudières qu'auprès des machines. Il ne soulève qu'une seule objection, celle de l'impossibilité de faire un bon réchauffage de l'eau alimentaire avec de la vapeur ayant déjà travaillé dans les cylindres. Il paraît indispensable, en effet, de placer le réchauffeur dans le voisinage immédiat du réservoir qui lui fournit la vapeur. D'un autre côté, le réchauffeur doit être placé sur le refoulement de la pompe alimentaire, entre cette pompe et la chaudière, puisque la pompe ne doit pas aspirer d'eau chaude. L'emplacement des pompes pose donc, au point de vue du réchauffage de l'eau, un problème qui n'est pas encore résolu.

Entre la pompe alimentaire et la machine ou plutôt le condenseur, il n'y a qu'une seule connexion, c'est le tuyau qui amène à la pompe l'eau extraite du condenseur par la pompe à air. Ce tuyau n'est plus qu'une simple conduite d'écoulement, non un tuyau d'alimentation proprement dit. La crainte des effets de l'inertie de l'eau dans un tuyau d'aspiration de grande longueur, étudiés au n° 176, a conduit, en effet, à munir chaque pompe de son réservoir spécial, ainsi qu'il est indiqué dans ce même numéro. Le réservoir, d'une contenance totale de 200 à 300 cylindrées, se place dans le support en tôlerie de la pompe ; le tuyau alimentaire y déverse l'eau à ciel ouvert, au fur et à mesure des besoins.

Le débit des pompes alimentaires, déterminé par la nécessité de faire remonter rapidement un niveau qu'on aurait laissé tomber, est fixé généralement à trois fois la puissance de vaporisation des chaudières. De plus, en prévision des avaries ou des simples incidents pouvant entraver la marche, il y a double jeu de pompes, et le jeu de rechange, sur lequel on aurait pu économiser un peu, est aussi puissant que le jeu principal. Le débit total, en volume, de l'ensemble des pompes alimentaires, atteint donc le cinquième de celui des pompes à air, six litres au lieu de trente, par litre d'eau vaporisée.

Les chiffres précédents expliquent les intermittences dans le travail utile des pompes alimentaires, qu'il y aurait économie à ne faire fonctionner à toute leur vitesse que le tiers du temps, et aussi l'importance du travail, qu'elles absorbent. Les pompes alimentaires, en effet, en fournissant le dixième du débit des pompes à air, le donnent sous une pression habituellement quinze ou vingt fois plus élevée, et sous une pression bien plus forte encore, quand il s'agit des pompes Belleville.

L'intermittence dans le débit ne doit en entraîner aucune dans la disponibilité de l'alimentation. L'arrivée d'eau à la chaudière doit toujours suivre instantanément et automatiquement l'ouverture du régulateur d'alimentation placé sur la chaudière. A cet effet, la pompe ne

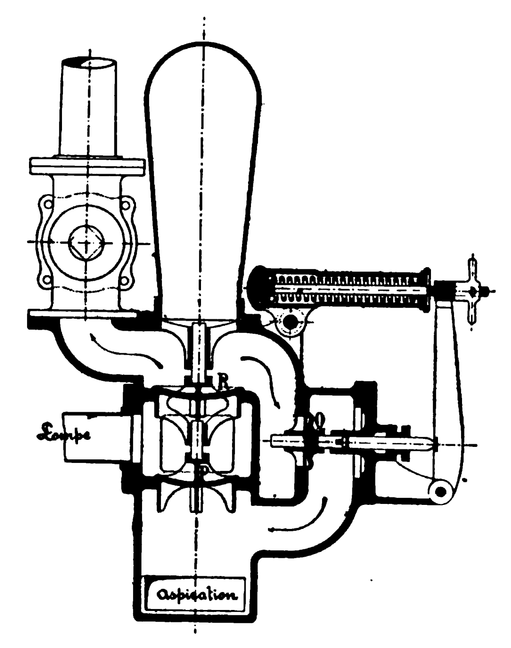


Fig. 277.

doit jamais, ni se désamorcer, ni même s'arrêter. La combinaison généralement adoptée pour obtenir ce résultat consiste dans l'emploi de la *soupape de trop plein.*

De la boîte à soupapes de la pompe, au-dessus du clapet de refoulement R, part un tuyau de retour d'eau, allant au tuyau d'aspiration et, de là, à la citerne alimentaire, fig. 277. Ce tuyau est fermé par la soupape de trop plein Q, qui est chargée à une pression supérieure à celle des chaudières. Quand le régulateur d'alimentation est fermé, l'eau refoulée soulève la soupape de trop plein et retourne à la citerne, ou, plus simplement, aujourd'hui, au réservoir placé sous la pompe.

Quand les pompes alimentaires sont attelées sur les machines principales ou sur les machines de servitude, le claquement des soupapes de trop plein, à chaque coup de piston, est assez désagréable. L'inconvénient est un peu moindre pour les pompes à moteur indépendant, dont on ralentit d'allure quand l'alimentation est arrêtée. Nous verrons, au n° 183, comment M. Belleville s'est dispensé des soupapes de trop plein.

Les deux jeux de pompes alimentaires ont chacun leur tuyautage de refoulement spécial, l'un à bâbord, l'autre à tribord, aboutissant, l'un et l'autre, au régulateur d'alimentation de chaque chaudière ; on dispose même parfois, mais rarement, deux régulateurs par chaudière.

Faisons remarquer, en terminant, que, pour faire desservir plusieurs chaudières par une seule pompe, il est utile de maintenir une pression beaucoup plus élevée dans le tuyautage de refoulement que dans les chaudières, ce qui se fait en étranglant les régulateurs. On annule ainsi l'effet des petites différences dans les pressions aux chaudières et dans les résistances passives du tuyautage, qui peuvent favoriser l'alimentation de certains corps, au détriment de celle des autres corps.

183. — *Détails de construction des pompes alimentaires.* — Les pompes alimentaires sont des appareils à piston plein, très robustes, généralement à double effet, d'une grande simplicité de construction en ce qui concerne le corps de pompe, le piston et les soupapes.

Les pistons sont simplement ajustés à frottement doux dans les corps

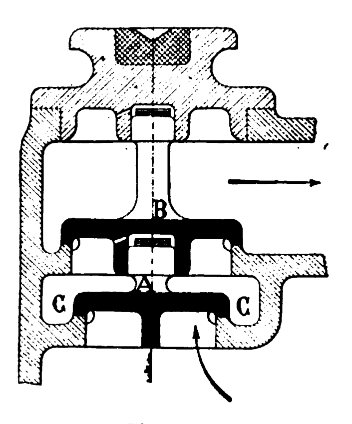


Fig. 278.

de pompe, sans aucune garniture. Ils sont habituellement en bronze. Ceux de M. Thirion sont en bois, formés de plusieurs couches entrecroisées de languettes coupées de droit fil et bien imbibées d'huile ; ils font un bon service.

Les soupapes sont presque toujours en bronze, et ne portent que sur

le rebord extérieur. Le modèle le plus simple, à portage plan, se trouve dans la boîte représentée figure 278. La soupape d'aspiration A et la soupape de refoulement B se guident réciproquement; la soupape de refoulement a un second guide porté par le bouchon du trou de visite. La levée est très faible, et le volume de la boîte très restreint.

On adopte quelquefois la forme annulaire AA, dont la figure 279 représente un modèle à double portage conique. On a ainsi un échappement d'eau, à la fois, par le pourtour extérieur et le rebord intérieur de la soupape. Une tige intérieure est réunie à la soupape par quatre nervures rayonnantes CC, et sert de guide dans le siège E et dans le butoir D.

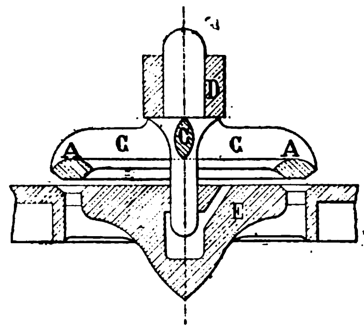


Fig. 279.

Pour éviter la sonorité du bronze, on emploie quelquefois les soupapes en ébonite. On a aussi essayé le bois pour les soupapes et même les sièges. L'ébonite et le bois manquent de durée.

La vivacité des chocs est due à l'incompressibilité de l'eau, en l'absence de la moindre quantité d'air. On l'atténue en disposant une toute petite soupape atmosphérique dans la boîte à soupapes. Le rendement n'est pas diminué sensiblement; la marche devient presque silencieuse, et la fatigue des soupapes disparaît.

Sur les clapets de refoulement il faut toujours placer un réservoir d'air de grand volume, non seulement pour adoucir les chocs des soupapes, mais surtout pour régulariser le mouvement d'écoulement de l'eau. Ce réservoir est alimenté d'air par l'eau elle-même, qui en dégage quelques bulles en s'échappant de la soupape, et par la soupape atmosphérique quand elle existe; il doit être muni d'un robinet de purge d'air.

Le moteur spécial des pompes alimentaires présente les dispositions les plus variées.

Comme modèle de moteur muni d'un arbre avec volant, nous donnerons la pompe Thirion, qui est très employée dans la Marine française, et dans laquelle les problèmes particuliers à l'alimentation sont abor-

dés d'une manière originale. Comme disposition d'ensemble, c'est une pompe horizontale à deux corps, dont les pistons sont montés sur les tiges des pistons à vapeur ; le mouvement de rotation est transmis aux manivelles et à l'arbre par un simple cadre, dans lequel court le bouton

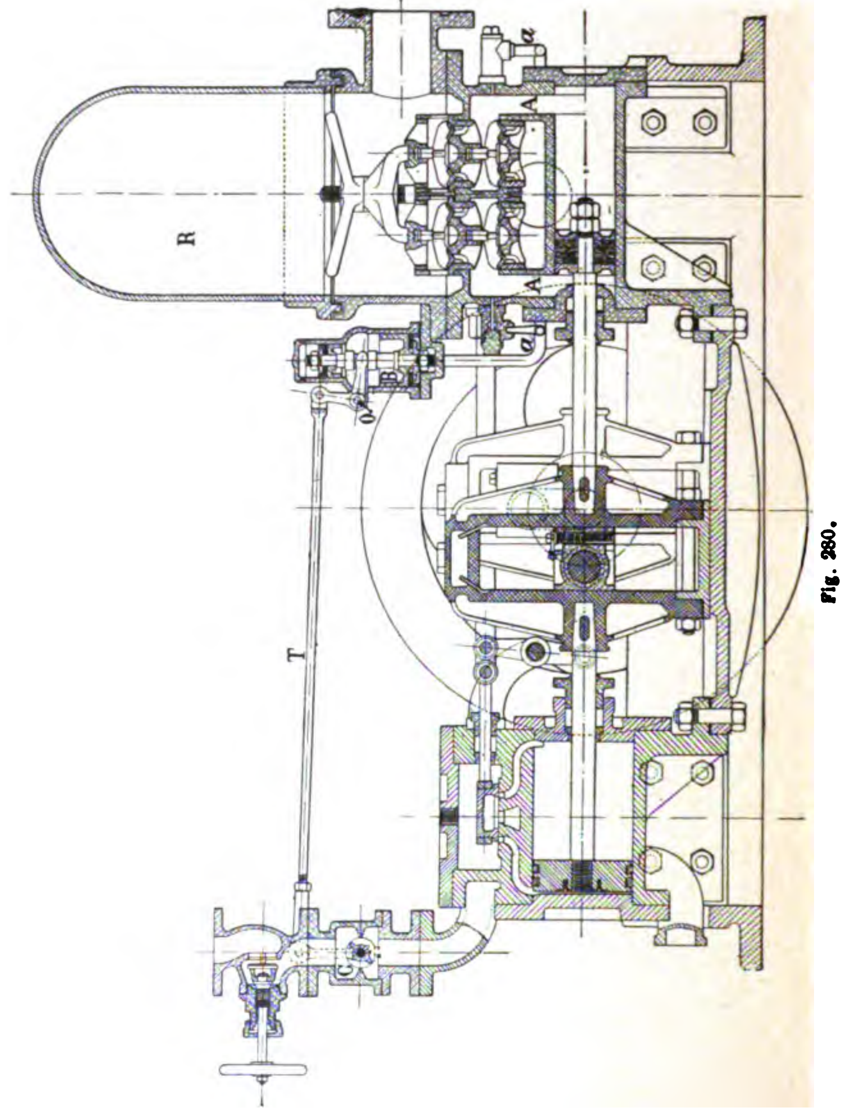


Fig. 280.

de manivelle. Les particularités sont dans le modérateur et la purge d'air automatique.

Le modérateur est destiné à prévenir les emballements, qui se produisent quand la pompe aspire de l'air, et à s'opposer, en la faisant stopper,

à l'envoi de l'air aux chaudières, si le réservoir placé sur le refoulement est plein d'air. Son fonctionnement repose sur le principe suivant.

Un tuyau *aa*, communiquant par deux très petits orifices, avec la boîte à soupapes AA, où la pression est alternativement Π et ϖ, la pression intérieure y est constante, et sensiblement égale à la moyenne de Π et de ϖ, quand la pompe aspire uniquement de l'eau ; la pression y est au contraire beaucoup moindre que cette moyenne, et peut descendre à la pression d'aspiration ϖ, quand la pompe aspire un mélange d'eau et d'air, ou de l'air seulement.

Le tuyau *aa* débouche à la partie inférieure d'une boîte B contenant deux pistons de diamètres différents. La partie supérieure de la boîte, au-dessus du petit piston, est en communication avec le réservoir d'air du refoulement R. La tige des deux pistons commande le registre de vapeur C de la pompe, par un levier à sonnette oscillant autour de l'arbre O et par la tringle T. Quand la pompe travaille dans l'eau, la pression du tube *aa* tient les pistons au haut de leur course, et le registre de vapeur reste à la position d'ouverture. Quand la pompe travaille dans l'air, les pistons de la boîte B descendent, et le registre se ferme.

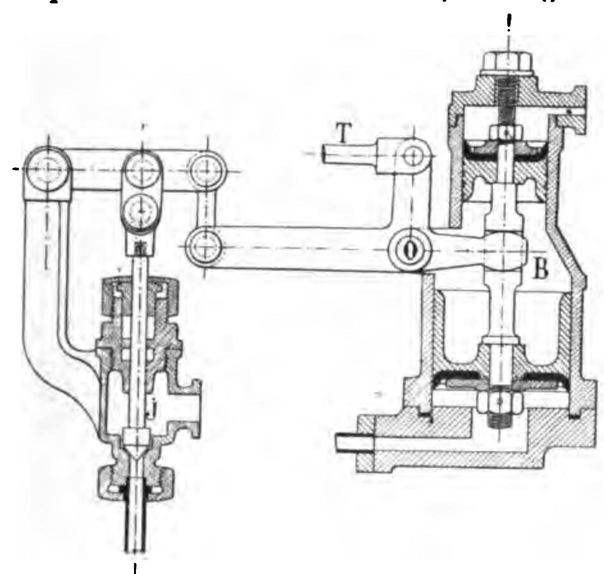


Fig. 281.

L'appareil a été complété récemment par une purge d'air automatique, dont le mouvement est pris sur le petit arbre O, et qui est représentée figure 281. Le mouvement de descente des pistons de la boîte B ouvre la soupape J, par laquelle l'air du réservoir R s'échappe à l'atmosphère.

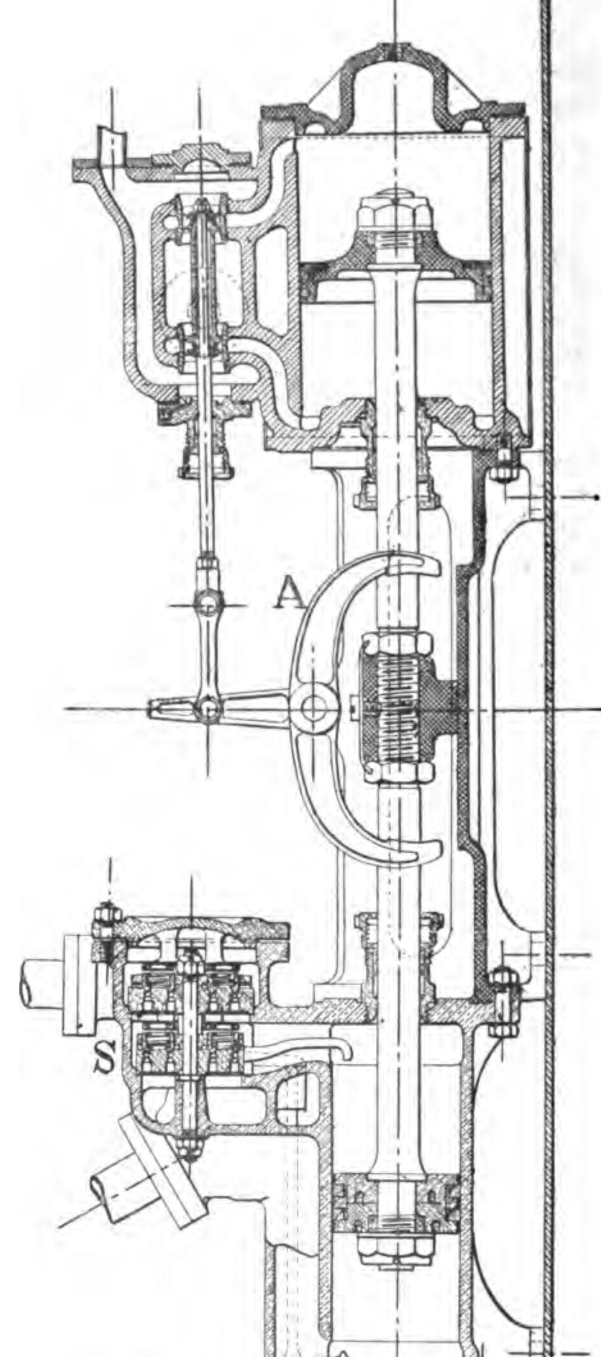


Fig. 282.

M. Thirion emploie quelquefois, pour soulever les pistons de la boîte B, de l'air comprimé par une petite pompe attelée sur l'arbre de la pompe principale, en supprimant le tuyau *aa*. Il réalise ainsi un régulateur, applicable à toutes sortes de machines et prévenant les emballements produits par une cause quelconque.

La pompe alimentaire Belleville, représentée figure 282, appartient à la classe des pompes sans arbre ni volant. Le mouvement du tiroir de vapeur est obtenu par l'oscillation, autour d'un axe, de la fourchette A que la tige commune aux deux pistons vient frapper un peu avant la fin de course. Le jeu des soupapes S actionnées par des déclics, ouvre, pendant un instant, la communication entre l'aspiration et le refoulement de la pompe, et il supprime ainsi les résis-

tances, qui pourraient tenir le piston bloqué à bout de course.

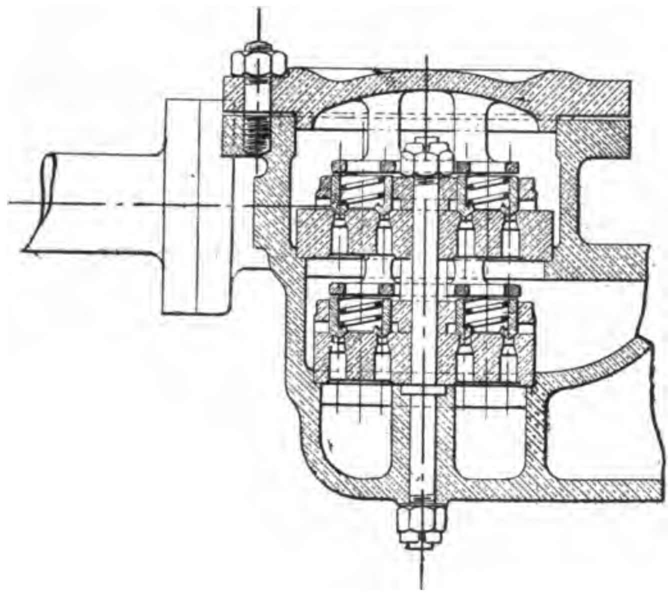


Fig. 282 *bis*.

Le mécanisme est, comme on voit, très simple ; mais les détails en sont étudiés avec soin. Les soupapes sont annulaires avec guide cylindrique extérieur très ajouré, formant lanterne. Le piston de la pompe, au lieu d'être ajusté exactement dans son cylindre, laisse place à une fuite d'eau vers le réservoir alimentaire, fuite suffisante pour que la pompe ne stoppe pas complètement et ne se désamorce pas, lorsque les régulateurs d'alimentation des chaudières sont fermés. Ainsi se trouve supprimée la soupape de trop plein, avec son claquement continuel, de plus en plus violent à mesure que la pression aux chaudières est plus élevée. C'est là un avantage très appréciable. La pompe Belleville en possède d'autres, comme par exemple celui d'avoir une pression de refoulement très élevée. Son fonctionnement est irréprochable ; on doit la compter au nombre des accessoires de chaudières, dus à la maison Belleville, qui ont facilité l'adoption des très hautes pressions de régime.

D'autres modèles de pompes alimentaires sans arbre ni volant fonctionnent également très bien. Les plus employés en France sont les modèles Lee et Worthington. Le modèle Geo. Blake mérite également d'être cité.

184. — *Disposition des pompes de circulation. Prises d'eau et robinets.* — Les pompes de circulation se distinguent des pompes à air et

des pompes alimentaires par la très grande simplicité de leur fonction. Elles travaillent uniquement sur de l'eau. Sauf dans le cas exceptionnel de leur emploi comme pompes d'épuisement de la cale, elles n'ont à supporter, soit à l'aspiration, soit à la sortie, que la très faible charge résultant des résistancos intérieures au mouvement de l'eau. Elles n'ont à faire aucun autre travail, que le travail considéré comme perdu dans le fonctionnement des pompes à air et des pompes alimentaires. Tous les soins apportés à leur installation doivent donc porter sur la simplification du tuyautage et des retours d'eau, afin de diminuer ce travail.

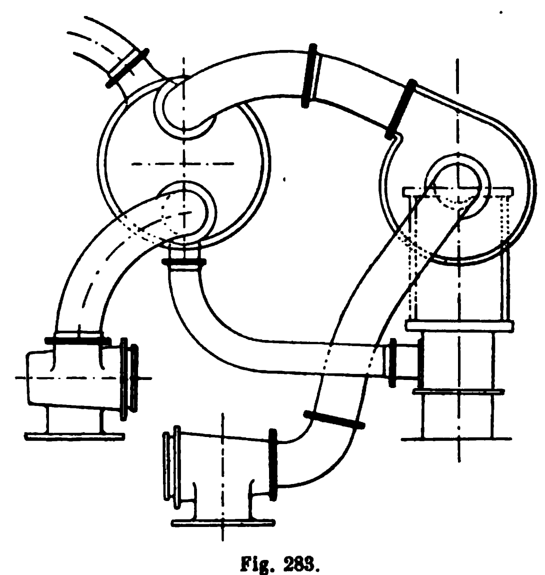


Fig. 283.

La figure 283 représente la disposition générale d'une pompe de circulation et de son tuyautage; bien que l'exemple ait été choisi pour sa simplicité, on peut compter six coudes formant retour d'eau à angle droit, non compris le retour à 180° dans le condenseur. La résistance au mouvement de circulation de l'eau est donc, en pratique, assez élevée. La figure est complétée par le tuyautage d'aspiration de la pompe à air.

Les détails principaux de l'établissement des pompes de circulation portent sur les deux prises d'eau d'entrée et de sortie à la mer.

Les deux prises d'eau d'entrée et de sortie se font par des manchons M M, fig. 284, rivés sur le bordé extérieur, ainsi que sur le double bordé, s'il existe ; ces manchons sont en acier moulé sur les bâtiments en fer, en bronze sur les bâtiments doublés en cuivre.

En disposant les prises d'eau, on cherche, autant que possible, à faire concourir l'effet du sillage du navire à produire la circulation. On place

la sortie plus haut que l'entrée, de manière à donner, dans le tuyautage, un mouvement ascensionnel à l'eau échauffée dans le condenseur, et à produire ainsi une sorte de tirage naturel. Enfin on a soin de placer l'orifice d'entrée sur l'avant de l'orifice de sortie, de manière que l'eau évacuée ne puisse pas être de nouveau aspirée à bord.

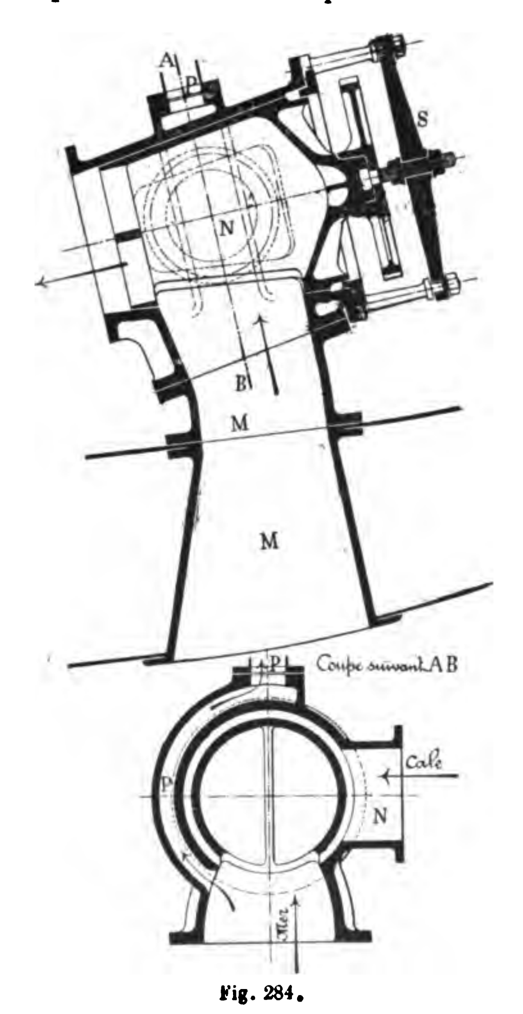


Fig. 284.

La prise d'eau d'entrée est soigneusement garnie de crépines. La même précaution n'est pas nécessaire à la sortie.

Au temps des condenseurs par mélange, les prises d'eau, du moins celles d'injection, ouvraient une communication directe entre la mer et la cale, puisque le reniflard s'ouvrait automatiquement sous la pression de l'eau. Des précautions minutieuses étaient alors indispensables pour

assurer la fermeture, et ne suffisaient pas toujours à faire disparaître tout danger.

Avec les condenseurs à surface, l'eau des pompes de circulation n'est admise que dans des volumes fermés et complètement isolés de la cale. Toutefois la fermeture doit toujours offrir une sécurité absolue ; l'étanchéité parfaite des prises d'eau reste d'ailleurs indispensable pour la visite et l'entretien des condenseurs.

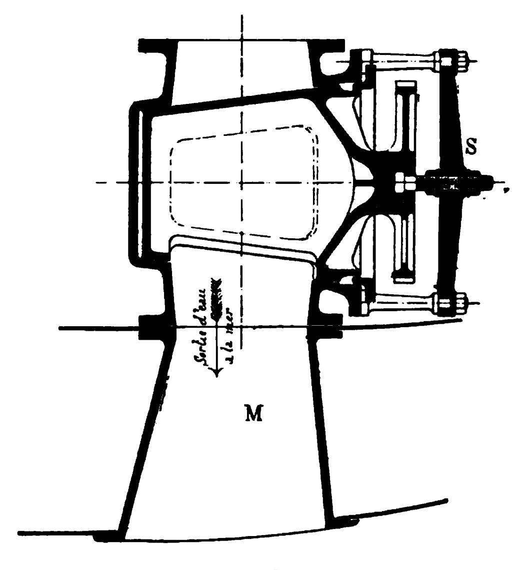


Fig. 285.

A l'entrée, l'appareil de fermeture est toujours un robinet à double voie N, fig. 284, disposé de manière à ouvrir à volonté l'aspiration à la mer M, ou celle à la cale N. Le boisseau est tenu en place par une solide bride de sûreté S. Une petite prise d'eau P, indépendante du robinet, dessert les arrosages de la machine.

Le tuyau de sortie d'eau est généralement fermé par un robinet avec une bride de sûreté S également bien tenue ; mais le robinet est à une seule voie, fig. 285. On gagne beaucoup, sur l'encombrement, à remplacer le robinet de sortie par une simple vanne à coulisse, comme l'a fait M. Sigaudy, sur le *Svetlana* et le *Dupleix*. Une solution plus simple encore, introduite par M. Garnier, consiste à se contenter d'un simple clapet, qui s'ouvre automatiquement ; on économise ainsi la manœuvre d'un robinet, qui est assez dure sur les grandes prises d'eau, et on évite le danger des avaries de condenseur, quand on oublie d'ouvrir le robinet. Le clapet Garnier fonctionne sur le *Davoust* et le *Suchet*, sans augmentation sensible de la charge au refoulement.

Sur les torpilleurs ***Forban***, ***Cyclone***, les condenseurs étant à simple parcours d'eau, et l'espace permettant d'allonger le tuyautage dans une direction presque rectiligne, M. Normand a réalisé la circulation par le seul effet du sillage, rapide d'ailleurs, de ces petits bâtiments. C'est le maximum de simplicité, auquel on puisse viser dans l'installation des condenseurs.

185. — *Détails des pompes de circulation.* — Les pompes de circulation à clapets et à piston se rencontrent sur tous les navires de commerce, où les pompes sont conduites par la machine principale, fig. 265. Elles sont toujours à double effet, en raison de la continuité nécessaire au courant d'écoulement. Leurs dispositions sont des plus simples, pistons sans garniture, et soupapes en caoutchouc ordinaire à larges orifices. Le fonctionnement se faisant entièrement dans l'eau, sans hauteur d'aspiration, le débit est sensiblement égal au volume engendré par les pistons.

Le nombre de tours étant le même pour la pompe et pour la machine, le volume du corps de pompe, représenté par le produit d^2c, doit être proportionnel au volume des cylindres d'évacuation, représenté par D^2C. Le rapport doit seulement varier avec le poids spécifique ou la pression de la vapeur au moment de l'émission ; les valeurs extrêmes du rapport de D^2C à d^2c sont 36 et 64, d'après le tableau donné par M. Seaton dans son manuel, pour des machines présentant tous les degrés de pression et de détente.

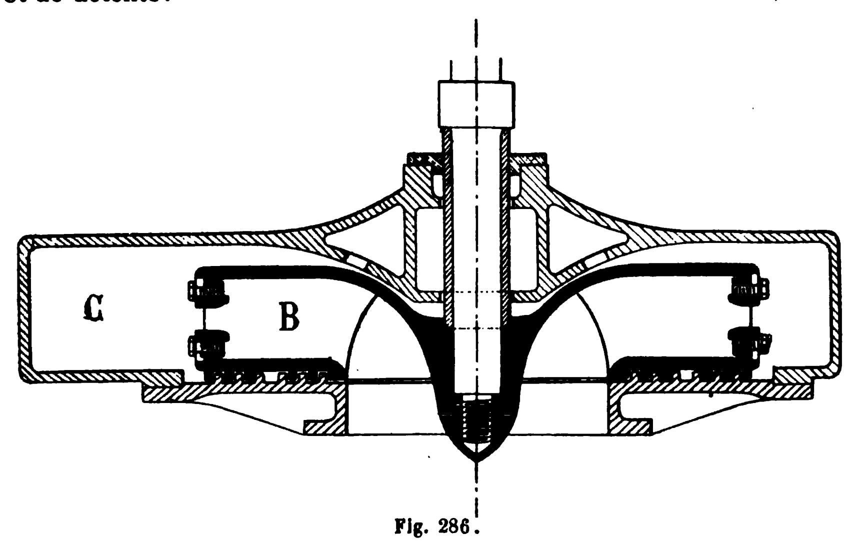


Fig. 286.

Les pompes de circulation indépendantes sont toujours des turbines,

ou pompes rotatives, qui ont trouvé là une application des plus rationnelles, en raison de la faiblesse de la charge et de la continuité nécessaire au mouvement.

Les dispositions de détail des turbines de circulation ont été, à l'origine surtout, déterminées par des praticiens, M. Gwynne, M. Tangye en Angleterre, MM. Neut et Dumont en France ; la figure 286 représente une pompe de ce genre construite à Indret pour le *Colbert* en 1874. Les études théoriques n'ont toutefois pas fait défaut. Les turbines étaient l'objet des études de prédilection de M. Reech, dans son cours à l'école du Génie maritime, il y a quarante ans. M. Rateau a publié, à leur sujet, des mémoires tout récents et pleins d'intérêt.

La pratique et la théorie sont d'accord pour montrer que le bon rendement des turbines dépend, avant tout, de la parfaite continuité, comme direction et comme vitesse, du mouvement de l'eau, de l'origine de l'aspiration à la fin du refoulement. Tout coude, ou même toute inflexion brusque, tout changement dans la vitesse d'un point à l'autre du parcours, est une cause de perte sur le rendement mécanique et le débit en volume. De là, les règles principales à suivre dans le tracé.

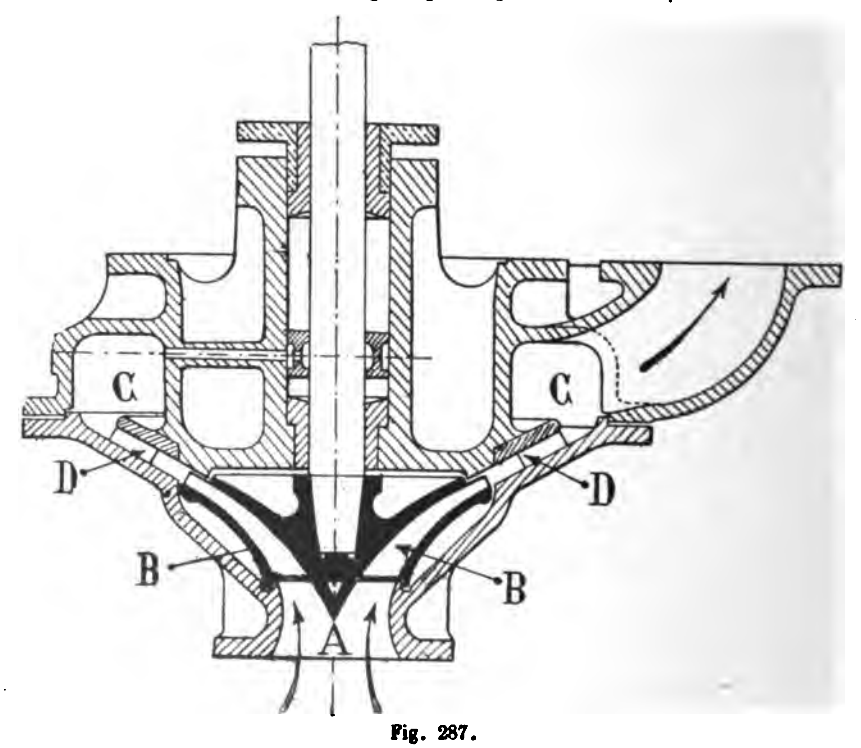


Fig. 287.

L'eau est amenée à la turbine B ou plutôt à son ouïe d'aspiration,

par un pavillon A à parois infléchies qui lui donne la direction centrifuge dès son entrée dans la pompe, comme on le voit, fig. 287, pour les turbines dessinées par M. Rateau, et, fig. 288, pour les turbines construites par M. Thirion.

La forme droite ou courbe des ailes, et le sens de la courbure par rapport au sens du mouvement de rotation donnent lieu à controverse. La solution paraît devoir varier selon les circonstances de vitesse, de diamètre, etc.

L'eau, à la sortie des ailettes, trouve sur le pourtour de la pompe, un canal d'écoulement C assez large pour que tous les filets liquides prennent leur direction de sortie, sans se gêner réciproquement. Pour assurer la régularité du mouvement, M. Rateau a introduit entre la circonférence des ailettes et ce canal, un conduit méplat D, fig. 286, de section croissante, qu'il nomme *amortisseur*, dans lequel s'opère l'inflexion des filets ; il dispose quelquefois dans l'amortisseur des ailettes fixes qui déterminent la forme des trajectoires du liquide. M. Thirion a adopté cet amortisseur sur ses turbines les plus récentes, représentées fig. 288.

Le travail d'une turbine et son débit sont sensiblement proportionnels à son épaisseur parallèlement à son axe, que nous pouvons supposer égale à un. Il est admis, de plus, que le débit Q est proportionnel, toutes choses égales d'ailleurs, à la vitesse circonférentielle des ailettes,

$$v = \frac{2\pi RN}{60}.$$

D'un autre côté, la charge totale H, ou différence de pression, de l'orifice de la prise d'eau à la mer, à l'orifice de sortie de la décharge, est sensiblement proportionnelle au carré de v, et peut s'écrire

$$H = \mu \frac{v^2}{2g}. \quad (22)$$

Le travail mécanique f, du moteur de la pompe, proportionnel à la fois au débit Q et à la charge H sous laquelle il s'opère, est proportionnel à v^3 ; il serait proportionnel à N^3, pour les différentes allures d'une même turbine.

Considérons maintenant ce qui se passe dans la turbine seule.

Soient ϖ la pression à l'entrée des ailettes,

Π la pression à la sortie des ailettes,

r le rayon intérieur des ailettes,

R le rayon extérieur des ailettes,

ω la vitesse angulaire.

Nous avons la relation très simple,

$$\Pi - \varpi = \frac{\omega^2}{2g}(R^2 - r^2). \tag{23}$$

La différence de pression $\Pi - \varpi$ fait équilibre à la charge H ; le terme r^2 est négligeable en présence de R^2 ; enfin ω R est égal à v. L'équation (23) ne fait donc que reproduire l'équation (22), en indiquant que la constante μ doit être égale à l'unité.

En réalité, μ est différent de l'unité, mais il est à peu près constant pour une même turbine, à toutes les allures, et il constitue alors ce que l'on nomme *pouvoir manométrique* de cette turbine,

$$\frac{H}{v^2}. \tag{24}$$

Considéré sous la forme (24), et non sous la forme moins rationnelle

$$\frac{H}{N^2},$$

le pouvoir manométrique varie, d'une turbine à l'autre, suivant des lois assez faciles à suivre par les constructeurs, pour chaque modèle d'appareils.

Le rendement mécanique, qui peut être représenté par le rapport,

$$\frac{f}{v^3}, \quad \text{ou} \quad \frac{f}{R^3 N^3}, \tag{25}$$

est aussi à peu près constant, pour une même turbine, à toutes les allures. De plus, il doit être constant, quand le circuit complet de l'eau à travers la pompe et le condenseur présente les mêmes résistances passives.

Pour les turbines de circulation, il convient de prendre les rendements mécaniques comme terme de comparaison, et non les pouvoirs manométriques, parce que la puissance du moteur f est toujours mesurée dans les essais, tandis que la charge H n'est jamais observée.

Le tableau XXXVIII contient les données principales d'un certain nombre de turbines de circulation, ainsi que les rendements mécaniques et les principaux rapports nécessaires pour calculer les dimensions de turbines, de forme semblable et de débit différent.

Les calculs relatifs aux turbines de circulation ne peuvent pas être très précis, parce que le débit Q des appareils en service n'est pas exactement connu et ne peut être donné par aucun jaugeage géométrique. Il est impossible, en effet, de faire décharger une pompe de circulation à l'air libre, sans changer la charge H et toutes les conditions du rendement.

TABLEAU XXXVIII

Données principales sur les turbines de circulation.

	DONNÉES PRINCIPALES	*Charles-Martel*	*Carnot*	*Brennus*	*Du Chayla*	*Jean-Bart*	*Galilée*	Moyennes
Q	Débit prévu par seconde	$0^{m3},916$	$0^{m3},600$	$0^{m3},600$	$0^{m3},389$	$0^{m},355$	$0^{m3},278$	
d	Diamètre du tuyau d'aspiration	$0^{m},52$	$0^{m},50$	$0^{m},50$	$0^{m},36$	$0^{m},40$	$0^{m},30$	
d'	Diamètre du tuyau de refoulement	$0^{m},46$	$0^{m},50$	$0^{m},50$	$0^{m},36$	$0^{m},40$	$0^{m},30$	
2R	Diamètre extérieur de la turbine	$1^{m},20$	$1^{m},30$	$1^{m},30$	$1^{m},10$	$1^{m},20$	$0^{m},90$	
e	Epaisseur extérieure de la turbine	$0^{m},135$	$0^{m},080$	$0^{m},080$	$0^{m},045$	$0^{m},050$	$0^{m},040$	
N	Nombre de tours	180	180	180	236	134	298	
f	Travail moteur	50 ch.	40 ch.	63 ch.	74 ch.	20 ch.	51 ch.	
	Nombre de retours d'eau du condenseur	1	4	2	4	2	2	
	RAPPORTS :							
$\frac{Q}{\pi R^2}$		3,51	3,06	3,06	3,82	2,82	3,94	3,37
$\frac{2R}{d}$		2,3	2,6	2,6	$3^{m},06$	3,00	3,00	2,76
$\frac{2R}{d'}$		2,6	2,6	2,6	$3^{m},06$	3.00	3,00	2,81
$\frac{2R}{e}$		8,9	16,3	16,3	24,4	24,0	22,5	18,7
$\frac{2\pi RN}{60} = v$		11,3	12,3	12,3	13,6	8,5	14,1	12,0
$\frac{f}{R^3 N^3} \times 1.000.000$		39	25	39	33	39	29	34

Le procédé indiqué par M. Stromeyer, qui consiste à injecter à l'aspiration une quantité connue d'une dissolution saline facile à doser, et à mesurer à l'orifice de décharge le titre du mélange d'eau et de dissolution sortant de la pompe, semblerait seul applicable aux conditions normales de fonctionnement; mais il n'a pas été publié de résultats obtenus avec les turbines par ce genre d'expériences.

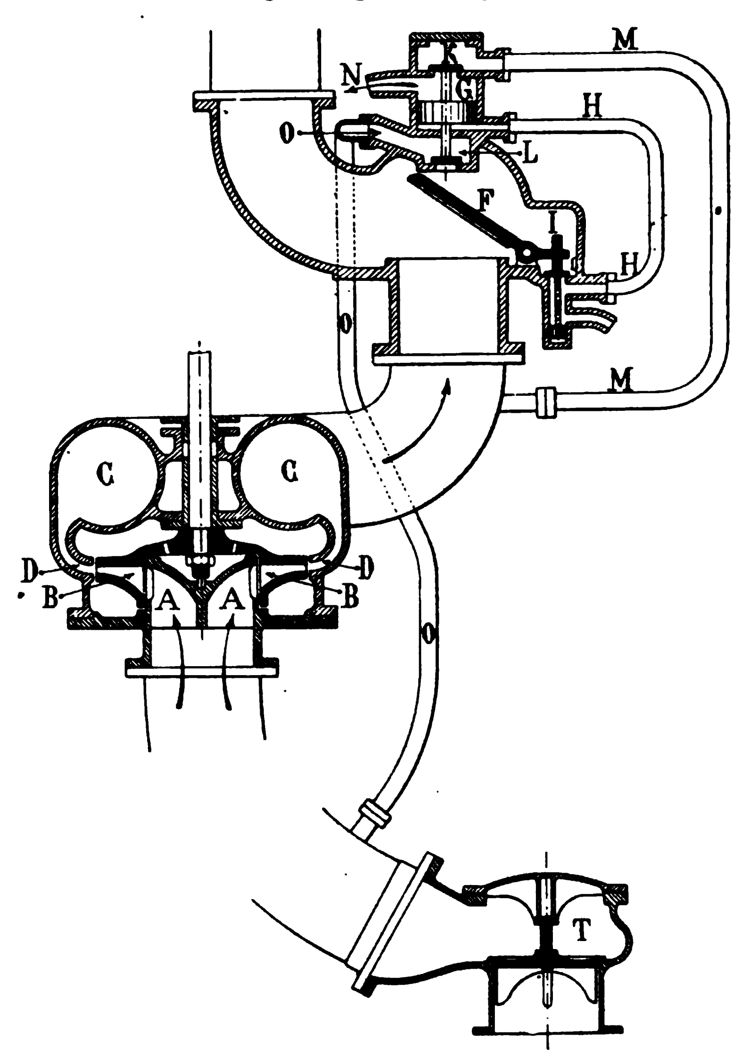


Fig. 288.

Les pompes de circulation sont toujours munies d'un tuyau d'aspiration à la cale; elles forment ainsi le plus puissant appareil d'épuisement des navires, en cas de voie d'eau. Le tuyau d'aspiration à la cale

ne comporte d'autre installation que celle d'une crépine et d'un clapet de pied T, particulièrement indispensable aux turbines pour permettre l'amorçage.

La disposition de la prise d'eau à la cale est représentée figure 288. La pompe centrifuge, sur cette figure, est une pompe Thirion. Le conduit de refoulement porte une combinaison de tuyaux et de soupapes récemment inventée par M. Thirion, pour donner le réamorçage automatique de la pompe, après une aspiration d'air produite par l'abaissement momentané du niveau dans la cale au-dessous de la crépine.

Le refoulement d'eau venant à s'interrompre, le clapet F se ferme en soulevant la tige I qui porte une petite soupape et un piston. L'eau, en affluant de la mer sur le clapet F, passe par le tuyau H et va soulever le piston G et ouvrir les deux soupapes K et L. L'air emprisonné par la pompe s'échappe aussitôt par le tuyau M, la soupape K et l'ajutage N. En même temps, l'eau descend par la soupape L et le tuyau O sur le clapet de pied fermé T; elle remplit le tuyau d'aspiration et la pompe, qui se trouve ainsi réamorcée. La pompe refoulant de l'eau soulève le clapet F et referme la soupape de la tige I; le piston G retombe, en expulsant l'eau qui le soutenait par le tuyau H et l'ajutage S. Le fonctionnement normal de la pompe se trouve ainsi rétabli.

186. — *Travail moteur absorbé par les pompes; vapeur dépensée à le produire.*— La séparation des pompes, mues aujourd'hui par des moteurs distincts, permet de relever facilement le travail dépensé par chacune d'elles.

Les essais à toute vitesse, sur quelques navires récents, donnent les résultats inscrits sur le tableau XXXIX, en appelant,

f, le travail total des pompes,

f_1 le travail de la pompe de circulation,

f_2 le travail de la pompe à air,

f_3 le travail de la pompe à air,

F le travail du moteur principal.

Le rapport de f à F, dans la marche à toute vitesse, est remarquablement constant sur tous les navires; il peut être estimé à 0,2. L'accouplement de la pompe à air et de la pompe de circulation paraît donner une légère économie.

Dans la marche à allure réduite, le rapport de f à F augmente à mesure que F diminue. Il y a, pour cela, des causes naturelles, telles que la constance des rentrées d'air, qui ne permet pas au travail de la pompe à air, et par suite à celui de la pompe de circulation menée par le même moteur, de diminuer dans la même proportion que F. Il y a aussi des

TABLEAU XXXIX

1° Pompes de circulation indépendantes des pompes à air.

Noms des bâtiments	F	Pompes alimentaires f_1	Pompes à air f_2	Pompes de circulation f_3	$\frac{f_1}{F}$	$\frac{f_2}{F}$	$\frac{f_3}{F}$	$\frac{f_1+f_2+f_3}{F}$
Bouvet	15 014	73	36,7	132,9	0,0049	0,0024	0,0089	0,0160
Brennus	13 950	82	69	137	0,0059	0,0050	0,0098	0,0207
Amiral-Tréhouart	8.396	43,4	48,3	75,3	0,0052	0,0057	0,0089	0,0198
Du Chayla	9 571	58	26,6	131,9	0,0060	0,0028	0,0137	0,0225
Galilée	7 047	34,4	27,4	98,7	0,0049	0,0038	0,0140	0,0227
Moyenne	»	»	»	»	»	»	»	0,0205

2° Pompes de circulation conjuguées aux pompes à air.

Noms des bâtiments	F	f_1	$f_2 + f_3$	$\frac{f_1}{F}$	$\frac{f_2+f_3}{F}$	$\frac{f_1+f_2+f_3}{F}$
Dupuy-de-Lôme	18.186	78,2	224,9	0,0059	0,0170	0,0229
Cassard	10.041	46,6	144,8	0,0046	0,0144	0,0190
Cassini	5 612	24,4	74.4	0,0043	0,0132	0,0175
D'Iberville	5 235	23,8	52,7	0,0045	0,0100	0,0145
Moyenne	»	»	»	»	»	0,0186

motifs personnels aux mécaniciens, qui profitent de ce qu'ils disposent de pompes relativement plus puissantes, pour avoir un meilleur vide au condenseur. On trouve en effet souvent, dans les tableaux d'essais, des vides meilleurs à petite vitesse qu'à grande allure; la différence atteint parfois 0k,04, comme sur le *Casabianca*; elle s'est élevée à 0k,08 sur le d'*Iberville*. Une perte de travail apparente sur f peut se trouver compensée avantageusement par un accroissement de F.

Le relevé des travaux dépensés à différentes allures, sur un certain nombre de navires permet de tracer une courbe moyenne, d'où se déduit le tableau suivant :

Puissance totale développée	Rapport $\frac{f}{F+f}$
Maximum $(F+f)$	0,02
0,8 $(F+f)$	0,02
0,6 $(F+f)$	0,025
0,4 $(F+f)$	0,030
0,2 $(F+f)$	0,050

Cette augmentation dans la perte de travail due aux pompes, passant ainsi de 0,02 à 0,05, obéit à peu près à la loi indiquée par le tableau XX *bis* et la figure 208, pour la diminution totale du rendement mécanique, quand la puissance diminue. La perte totale due aux frottements aux vibrations et aux pompes a été estimée, en effet, à 0,10 à toute puissance et à 0,27 aux deux dixièmes de la puissance.

Au point de vue de la dépense de vapeur, le travail absorbé par les pompes ne peut nullement être assimilé au travail consommé par les frottements, les chocs, les vibrations de la grande machine. Des moteurs de faible puissance, à détente simple et grande introduction, tels que sont habituellement ceux des pompes, dépensent, en effet, facilement 3 kilogrammes de charbon par cheval; les chevaux perdus dans les résistances passives de la grande machine coûtent seulement, au contraire, de 0k,6 à 0k,8 de charbon par cheval. Quand les petits moteurs auxiliaires utilisent cinq fois moins bien la vapeur que la grande machine, la dépense de travail 0,02 F, des pompes, diminue de 10 % l'utilisation générale de la vapeur, et la dépense 0,05 F, à petite vitesse, la diminue de 25 %. Il peut arriver ainsi qu'une augmentation de vide de 0k,04, augmentant de 4 % la puissance F, soit payée trop cher, au prix d'une augmentation de 0,01 dans la fraction de F consacrée au mouvement des pompes.

Certaines pompes à mouvement lent ont un rendement mécanique supérieur, qui en fait des appareils économiques. Ainsi, la pompe Blake, décrite sommairement au n° 179, donnerait un bon vide au condenseur, d'après M. le Commodore Melville, en développant un travail indiqué d'un quart pour cent de F seulement.

Les considérations précédentes montrent que les économies de vapeur possibles, sur la dépense des appareils auxiliaires des machines, ne sont pas à dédaigner. Sans doute, l'emploi de la détente multiple entraînerait en général une complication trop grande pour ces petits moteurs. On peut, pour les marches à faible vitesse, tout au moins, les faire travailler en compound, par l'envoi de leur émission au cylindre BP de la machine. La même observation s'étend à des moteurs autres que ceux des pompes.

TROISIÈME PARTIE

CONSTRUCTION DES MACHINES

CHAPITRE X

CALCULS DE RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX

§ 1. — Propriétés élastiques des métaux employés dans les machines.

187. — *Recherches expérimentales sur les qualités des métaux. Limite d'élasticité. Charge de rupture. Fragilité.* — L'art de construire les machines repose essentiellement sur l'expérience acquise. De là, le caractère empirique des études, auxquelles sont consacrés nos trois derniers chapitres, particulièrement celui-ci, qui est consacré au calcul des échantillons des pièces.

Les formules de la résistance des matériaux sont des équations d'équilibre statique, établies mathématiquement, qui relient entre elles trois quantités, savoir :

1° Les dimensions de la pièce à calculer, généralement exprimées en fonction de l'une d'elles A.

2° L'effort total exercé extérieurement sur la pièce P.

3° La charge par unité de section subie par la fibre la plus chargée R.

Habituellement l'effort extérieur P est facile à calculer. L'équation d'équilibre permet alors de déterminer A en fonction de la résistance connue des métaux, ou plutôt du rapport de R à cette résistance.

Dans le cas des pièces d'une machine, fonctionnant sur un navire qui est lui-même en mouvement, la détermination de la valeur de P est impossible pour plusieurs motifs, dont le principal est qu'il n'y a d'effort statique nulle part. Toutes les pièces sont soumises à des forces vives, plutôt qu'à des charges permanentes ; elles doivent développer un travail résistant et non pas une simple résistance.

Puisque la valeur attribuée à l'effort P exercé sur une pièce est purement hypothétique, la charge R doit varier nécessairement, d'une sorte de pièces à l'autre, selon le rapport, particulier pour ce genre de pièces, de l'effort réel à l'effort supposé et aussi de la nature de la fatigue, tension, compression, torsion, etc. Ainsi, quand la pratique conduit à charger un arbre à $4^k,5$ et une tige à $1^k,5$, cela signifie clairement que

le rapport en question est trois fois plus grand pour la tige que pour l'arbre.

La charge maximum acceptée pour les pièces des machines marines varie encore, pour une même pièce, avec le genre de services de la machine, c'est-à-dire la destination du navire. Élle varie enfin souvent, pour la même pièce et la même classe de navires, avec la grandeur absolue du bâtiment.

Dans ces conditions, les équations de la résistance des matériaux prennent un caractère nettement empirique. Les échantillons des machines sont principalement déterminés par l'expérience, d'après une série de règles très bien exposées par M. Seaton dans son *Manual of marine engineering*.

Les seules données, sur lesquelles on puisse compter numériquement, sont relatives aux propriétés élastiques des métaux. Celles-ci offrent des bases de calcul à peu près certaines ; ainsi, quand on améliore la résistance du métal dans une proportion connue, on peut faire varier dans une proportion à peu près inverse les échantillons déterminés par la pratique avec un autre métal. Par suite, les constructeurs attachent une grande importance à la mesure exacte de ces propriétés élastiques, qu'ils prennent en général le soin de faire eux-mêmes, dans un laboratoire d'essai annexé à leurs ateliers.

L'expérience principale sur les métaux consiste dans des essais de traction de barrettes à la presse hydraulique, avec mesure continue et simultanée de la force de tension exercée et de l'allongement produit. La traction augmente lentement et graduellement, et est elle poussée jusqu'à la rupture.

Le phénomène physique de l'allongement ne consiste pas, comme on l'a cru longtemps, dans un écartement uniforme et statique des tranches de métal perpendiculaires à l'axe de traction. Il est produit, au contraire, par une série d'amincissements locaux suivant deux séries d'ondes obliques par rapport à cet axe. Sur quelques métaux, ces ondes sont fixes ; le plus souvent, elles courent en se propageant sur toute la longueur de la barrette, et laissent derrière elles le métal aminci et écroui sur leur passage. L'observation de ces ondes est très intéressante, parce qu'elle montre le rôle joué par le temps, dans l'allongement de la barrette et dans les conditions de sa rupture.

Les résultats généraux de l'expérience se résument dans le tracé d'une courbe, figure 289, donnée automatiquement par la presse, sur laquelle les tractions P sont portées en abscisses, et les allongements A en ordonnées, ou inversement.

Sur la première partie OM de la courbe, les allongements A par unité

de longueur sont, comme on sait, sensiblement proportionnels à la traction et inversement proportionnels à la section initiale s de la barette, ce qui donne

$$A = \frac{1}{E}\frac{P}{s} = \frac{R}{E}, \tag{1}$$

si l'on appelle R la charge par unité de section initiale.

La constante E est le *coefficient d'élasticité*. Ce coefficient est bien réellement une constante, en ce sens qu'il subit très peu l'influence de la composition chimique ou de la préparation des alliages de fer; ainsi, il oscille seulement entre 21.100 et 21.500 pour des aciers trempés,

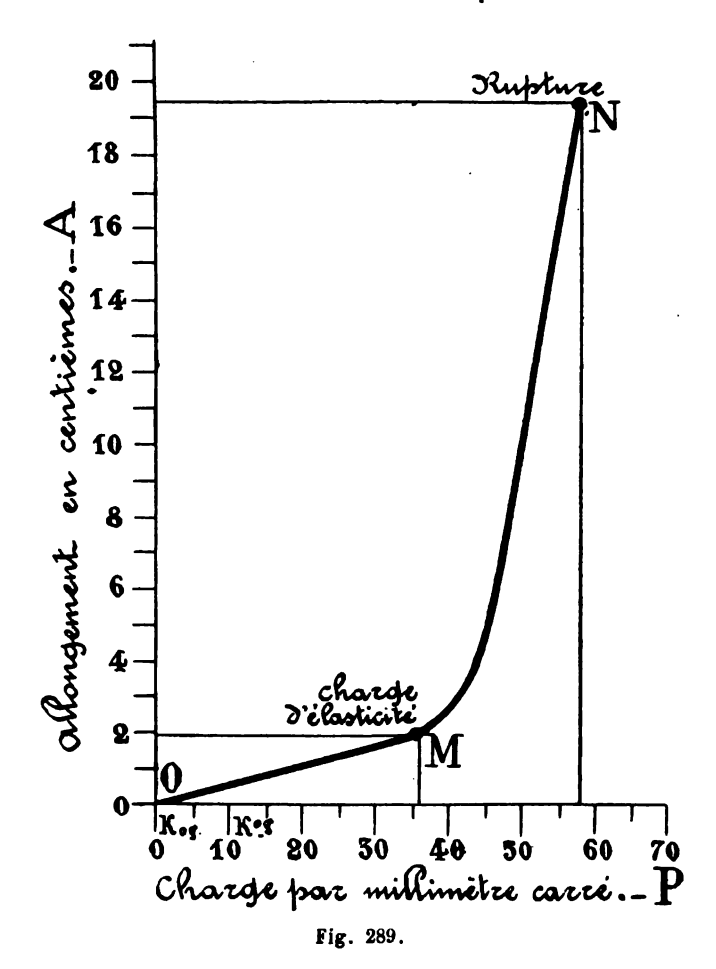


Fig. 289.

alors que la charge à la rupture des mêmes échantillons varie de plus du simple au double.

Le point M marque la limite d'élasticité, point jusqu'auquel il est admis que le métal n'a pas subi de déformation permanente et d'écrouissage. On mesure le plus exactement possible en ce point les valeurs A_e et R_e, de A et de R, qui sont la charge limite d'élasticité et l'allongement élastique, et qui donnent la valeur de E,

$$E = \frac{R_e}{A_e} . \tag{2}$$

On voit, sur la figure 289, que E est égal au coefficient angulaire, tang α, de la droite OM, mesuré à l'échelle qui convient, d'après les échelles d'abscisses et d'ordonnées choisies.

L'expérience de traction ayant été poussée jusqu'à la rupture en N, on a, en MN, une portion de courbe correspondant à la déformation permanente et à l'écrouissage permanent.

On mesure exactement, au moment de la rupture, la traction P_r et l'allongement A_r. On calcule la charge R_r que produirait la traction P_r exercée sur la section initiale *s*, charge très inférieure à celle qu'a supportée réellement la section réduite du métal écroui, au moment de la rupture. Cette charge calculée, R_r, se nomme charge de rupture ; elle sert quelquefois à calculer le coefficient de sécurité des pièces soumises à une charge R approximativement connue. La charge R_e est un terme de comparaison préférable.

La somme de la résistance et de l'allongement pour cent,

$$R_r + 100\,A_r = C,$$

présente la particularité de varier assez peu, pour un métal donné, à la suite des opérations de trempe et de recuit, qui modifient beaucoup la valeur respective de ses deux termes ; on la nomme *caractérisque* du métal. La caractérisque spécifie assez bien la qualité des métaux, en raison même des moyens dont on dispose pour faire varier, soit la charge R_r, soit l'allongement A_r, dans les limites permises par la caractéristique.

Il a été admis, pendant longtemps, que la courbe de la figure 289, faisait connaître la résistance vive des métaux, c'est-à-dire leur résistance au choc, aussi bien que leur résistance statique.

Si les allongements avaient le temps de se produire comme dans l'essai de traction, on aurait, en effet, pour une barrette soumise au choc d'une masse M animée d'une vitesse V, la condition de résistance,

$$\int_0^{R_c} R\,dA = \frac{MV^2}{2g}, \tag{3}$$

qui devient, dans la limite des déformations élastiques,

$$\int_0^{A_e} \frac{1}{E} A\,dA = \frac{MV^2}{2g}.$$

On en déduirait

(4) $$\frac{1}{E} A^2_e = R_e A_e = \frac{MV^2}{g},$$

Il est à remarquer d'abord que cette formule n'est pas applicable à la rupture, le travail total de R, compté de O jusqu'en N, étant très supérieur à la surface du triangle ONA_r ou $\frac{1}{2} R_r A_r$.

De plus, l'observation a fait reconnaître que la résistance vive d'un métal, c'est-à-dire la force vive nécessaire pour briser par le choc une barrette donnée, n'est nullement exprimée par le produit $R_r A_r$. Il n'y a même pas de correction possible sur ce produit, lui permettant de représenter la résistance vive.

En raison du rôle que le temps joue dans l'allongement, il existe pour les métaux une qualité toute spéciale, la *fragilité*, de même qu'il y a, pour les chocs, une vivacité, qui dépend du rapport entre les deux facteurs masse et vitesse.

La fragilité, qui est un défaut grave pour les pièces de machine exposées à des chocs, se détermine, en soumettant des barrettes au choc d'un mouton, dans des conditions bien déterminées, et en mesurant, soit la hauteur de chute correspondant, pour chaque métal, à la rupture de la barrette, soit le nombre de coups, tombant tous de la même hauteur, que la barrette supporte. Quelquefois on prend soin d'entamer légèrement le métal au burin, autour de la section destinée à rompre ; dans ces conditions, les expériences, pour être comparables, doivent être faites avec le même instrument et le même personnel.

Ces expériences de choc présentent un grand intérêt, parce que les différences observées d'une barrette à l'autre sont extrêmement prononcées. Ainsi, par exemple, les opérations de trempe et de recuit peuvent faire varier du simple au quintuple, au décuple et même au delà, la hauteur de chute d'un mouton, à laquelle une barrette d'acier résiste sans se rompre.

On peut enfin compléter les expériences qui précèdent, par des essais de ployage à froid de barrettes, sur un mandrin de diamètre déterminé, qui donnent d'utiles indications sur des qualités du métal touchant de près à ses propriétés élastiques.

188. — *Fer, acier, fonte de fer.* — La plupart des pièces de machines auxquelles se rapportent les calculs de résistance des matériaux sont

aujourd'hui des pièces d'acier et principalement d'acier forgé. Les propriétés de l'acier varient à l'infini, de 30 kilogrammes de résistance à près de 200 kilogrammes ; mais l'échelle dans laquelle on se meut, pour les pièces de machines, est limitée aux aciers doux, ou tout au plus mi-durs, le plus souvent sans trempe. Le tableau XL contient les données relatives à ces deux qualités d'acier, ainsi qu'au fer doux supérieur qui forme un excellent terme de comparaison. Les chiffres sont des moyennes fournies par quatre séries d'expériences exécutées par la commission d'essais des métaux du Ministère des Travaux publics, dans les quatre laboratoires de la Marine, des Ponts et Chaussées, du Creusot, de la Compagnie P.-L.-M. ; ils peuvent donc être tenus pour très exacts, et peuvent servir de terme de comparaison, quand on veut porter un jugement sur des valeurs particulières, nécessairement variables, selon la forme et la grosseur des pièces forgées.

Tableau XL

Propriétés élastiques du fer et de l'acier.

		Limite d'élasticité			Rupture		
		R_e	$100\ A_e$	$E = \frac{R_e}{A_e}$	R_r	$100\ A_r$	$C = R_r + 100\ A_r$
Fer supérieur	recuit	19k,2	0,092	20.870	35k,1	26,5	61,6
	trempé	22 7	0,107	21.210	46 1	17,7	63,8
Acier Bessemer doux	recuit	25 1	0,117	21.450	42 8	28,6	71,4
	trempé	30 5	0,139	21.940	58 1	18,4	76,5
Acier Martin doux	recuit	19 7	0,092	21.410	35 0	33,4	68,4
	trempé	29 1	0,133	21.880	48 2	19,9	68,1
Acier Martin mi-dur	recuit	33 8	0,160	21.125	58 7	24,6	83,3
	trempé	30 6	0,150	20.400	73 8	16,1	89,9

Les nombres relatifs au fer supérieur se rapportent au sens du laminage. Perpendiculairement au laminage, la charge à la rupture est moindre, de 14 %, et l'allongement moindre de moitié environ.

L'acier a rencontré pendant longtemps une grande défiance, provenant sans doute des défectuosités de pièces de machines forgées autrefois avec des barres fournies par la cémentation ou le puddlage. On n'a accepté ensuite que la qualité la plus douce et la plus voisine des propriétés du fer, bien qu'il n'y ait plus de défauts de soudure à craindre depuis que les pièces s'obtiennent par l'étirage d'un lingot. L'acier doux ordinaire, à l'état naturel, ne donne évidemment pas ce qu'on est en droit

d'attendre de l'acier, soit comme résistance à la rupture, soit comme charge élastique, tandis que son allongement de 30 % à la rupture est sans utilité pour les pièces de machines.

Depuis une douzaine d'années, on a abordé, du moins pour les pièces de forme simple, principalement les boulons de bielles et de paliers, l'emploi de la classe plus résistante des aciers qualifiés mi-durs.

De plus, comme l'acier a sa résistance à la rupture très notablement développée par la trempe, les métallurgistes familiarisés avec la trempe par la fabrication des plaques de blindage et des éléments de canons, et en grand progrès d'ailleurs dans l'art d'éviter les tapures, n'ont pas craint d'appliquer la trempe aux pièces de machines. Le recuit des pièces de machines trempées se fait souvent d'une manière particulière et plus précise, par une seconde trempe donnée à une température plus basse que la première. Les deux opérations se font, la première à 950°, la seconde à 700°; l'huile servant à la trempe est à 25° environ. A Indret on pratique la double trempe à l'eau, aux deux températures de 960° et 400°; l'eau est à 30°.

Le traitement des pièces de machines par le procédé de la double trempe a pris faveur à la suite des expériences faites à Indret, par M. Auscher. En effet, M. Auscher a établi que, non seulement la double trempe permet de réaliser, dans les essais de traction, les avantages indiqués par le tableau XL, mais que, de plus, elle diminue dans une proportion tout à fait inattendue la fragilité de l'acier, telle qu'on la mesure par le choc d'un mouton.

Les résultats suivants ont été obtenus dans les essais de traction de barrettes prises dans la fourche d'une bielle en acier doux du *Bouvet*. Le bloom, avant forgeage de la bielle, avait donné des résultats sensiblement supérieurs.

Barrettes	R_e	R_r	100 A_r	C
Bloom primitif, sans trempe . .	22^k	41^k	29	70
Bielle forgée, sans trempe . . .	18	36	24	60
Bielle forgée, après trempe. . .	30	45	18	63

L'allongement A_r, pour les barrettes non trempées de la bielle forgée, a varié de 16 à 31 %.

L'essai de fragilité fut simplement fait à la main avec un marteau, l'usine d'Indret ne possédant pas encore, en 1892, l'appareil à mouton. Après la trempe, il fallut, pour briser les barrettes, 167 des coups dont 16 suffisaient avant la trempe. A la suite de ces essais, l'emploi de la

trempe à été généralisé pour les petites pièces en acier doux et même en acier mi-dur. L'acier mi-dur avec double trempe a même été proposé pour les bielles.

Voici, d'après M. Simonot, les résultats de quelques expériences de choc au mouton récemment faites à Indret dans des conditions de précision très supérieures aux précédentes, qui mettent bien en évidence les effets de la trempe, et de la double trempe ou du recuit, sur la fragilité.

Température de la première trempe	sans retrempe ni recuit	Hauteur de chute produisant la rupture — Après retrempe à la température de				Après recuit à la température de			
		500°	600	700	800	500°	600	900	800
non trempé	»	»	»	»	»	»	»	0m,70	0m,80
700°	0m,20	1m,80	4m,50	»	»	1m,90	3m,50	»	»
750	0 40	3 70	4 45	»	»	3 00	3 55	»	»
800	1 00	3 10	4 50	4,33	»	3 50	4 60	4 80	»
850	0 65	3 50	3 90	4,45	»	4 00	4 20	4 75	»
900	1 35	2 50	3 25	4,00	6m,60	3 50	3 25	4 20	1 60

Les barrettes étaient à section carrée de 20 × 20; elles avaient reçu, à franc de l'encastrement, une entaille triangulaire de 5 millimètres de profondeur dans le haut, de 2 m/m 5 sur les côtés. Le mouton pesait 18 kilos, et frappait à 200 millimètres de distance de l'entaille.

La trempe se faisait dans de l'eau à 30°.

La composition chimique de l'acier était :

Nickel	1 %
Manganèse.	0,53
Carbone	0,20

Les résultats donnés par la trempe suivie de recuit à basse température ont été considérés comme les plus favorables dans leur ensemble.

Il est à noter que l'effet de la trempe et du recuit diminue beaucoup, quand les dimensions des pièces qui y sont soumises vont en augmentant. Ces effets sont donc beaucoup moins prononcés, sur des barrettes extraites des pièces trempées, que sur les barettes trempées et recuites après avoir été extraites.

Si nous considérons les usages anglais, nous trouvons, d'après les exemples d'essais de traction cités par M. Seaton pour la matière des arbres à vilebrequins, que les grands allongements de 15 à 20 % ne sont donnés que par le fer doux ; la résistance à la rupture est alors de 30 à 35 kilogrammes. Quand on emploie l'acier, on sacrifie l'allongement pour

augmenter la résistance, ce qui indique l'usage de la trempe. M. Seaton donne, en effet, pour des arbres en acier forgé, probablement la plupart sans nickel :

	R_e	R_r	100 A_r	C
Arbres droits { en acier Bessemer .	$34^k,6$	52	12	64
Arbres droits { en acier au creuset .	43 1	63	9	72
Arbres droits { en acier Krupp . .	30 0	64,7	12	77
Arbres à vilebrequins.	20 6	47,2	26	73

Quoiqu'il en soit de l'intérêt d'augmenter R_r aux dépens de A_r, qui est probablement secondaire, et même du bon effet de la trempe sur la résistance élastique R_e, qui est beaucoup plus important, la trempe, à la température 900 ou 950°, offre, pour les pièces de machines, le danger des tapures, qui est infiniment plus grave que pour les plaques de blindage, qui est plus difficile à éviter que pour les éléments de canons, et qui doit être écarté à tout prix.

L'amélioration de l'acier, en dehors de la trempe, se poursuit par des modifications dans sa composition chimique, et surtout par l'addition du nickel, inaugurée en 1885 par l'usine de Montataire.

Un bloom, livré par l'usine de Fourchambault, qui a été essayé à Guérigny en 1896, présentait, d'après la moyenne de deux analyses, la composition suivante :

Nickel.	21,56
Chrome	2,29
Carbone	0,55
Manganèse	0,50
Silicium	0,23
	25,12
Fer et pertes	74,88
Total	100,00

M. Abraham l'a essayé par traction et par compression, en barrettes simplement forgées, et en barrettes trempées ou recuites. L'essai d'écrasement se faisait à la romaine Joessel sur une petite éprouvette. Des essais comparatifs ont été faits, à la traction, avec une barre en acier doux ordinaire, et, à la compression, avec une éprouvette en fonte de fer. Les résultats sont donnés par le tableau suivant, dans lequel on trouve une donnée rarement connue, la limite de charge élastique par compression R'_e.

	R_e	R'_e	R_r	A_r	C
Barre simplement forgée	45k	48k	81,2	32,9	114,1
— trempée trois fois au rouge cerise .	32	30	75,1	44,9	120,0
— recuite au rouge cerise	28	30	74,3	52,3	126,6
— recuite au rouge sombre. . . .	37	35	77,7	33,2	110,9
Acier doux ordinaire (barre recuite) . .	22	28	41,7	27,7	69,4
Fonte de fer	»	35	»	»	»

Ces essais montrent quelques singularités curieuses du nouvel alliage, sur lequel la trempe produit l'effet habituel des recuits. Ils mettent surtout en évidence sa grande supériorité, qui permettrait de réduire d'environ 40 % la section des pièces auxquelles on l'appliquerait. Ce grand allégement ne compenserait toutefois pas suffisamment l'élévation du prix des alliages à 25 % de nickel, qui ne peuvent, quant à présent, être employés que dans des circonstances exceptionnelles.

Les aciers au nickel pour grosses pièces de machines, qui commencent à entrer dans l'usage pratique, ne contiennent que 3 à 4 % de nickel, avec un peu moins de 0,5 % de carbone et un peu plus de manganèse. Cette composition chimique est adoptée par l'usine de Bethlehem qui travaille beaucoup pour la Marine des Etats-Unis ; elle permet d'obtenir les résultats suivants :

R_e Résistance élastique 34k
R_r Résistance à la rupture 63k
A_r Allongement . . . . 21 %

Les pièces doivent être forgées à la presse, et non au marteau.

La Compagnie transatlantique commence aussi à faire usage d'arbres à vilebrequins en acier au nickel.

L'acier s'emploie de plus en plus dans les machines marines, sous forme de pièces obtenues directement par le moulage. La nécessité d'obtenir la fluidité requise pour la coulée oblige à forcer la teneur en carbone, et surtout la teneur en silicium qui permet le dégagement des bulles. Le métal n'est jamais aussi doux que le constructeur le souhaiterait ; l'effort du fondeur tend donc à la diminution de la résistance à la rupture. On a été très longtemps à atteindre un allongement A_r de 10 % ; actuellement on obtient 15 % et 20 %, avec une caractéristique de 70 qui laisse 40 kilogrammes et 55 kilogrammes pour la résistance R_r. Avec des matériaux de choix et un bon recuit de la pièce, on peut même arriver à 25 % d'allongement et 45 kilogrammes de résistance.

L'acier moulé remplace aujourd'hui la fonte de fer et l'acier forgé

pour les bâtis ou supports de cylindres des navires de guerre, et la fonte de fer pour les plaques de fondation des machines. Il est exclusivement employé à Indret pour les cylindres HP, en attendant qu'on puisse l'étendre aux autres cylindres. Il sert pour tous les couvercles de cylindres et de boîtes à tiroir exposées à de fortes pressions. Enfin tous les pistons sont en acier moulé, et souvent aussi les chariots d'excentriques et les volants des vireurs, mais non leurs couronnes dentées.

Dans la marine de commerce, l'acier moulé commence à s'introduire pour les bâtis, malgré l'élévation de son prix comparé à celui de la fonte. En Angleterre, il a, pour la marine de commerce, trouvé une application, celle-ci très économique, dans le moulage direct des pièces mobiles des pistons d'abord, et de leurs traverses, des chariots d'excentriques et balanciers de mise en train, puis des bielles, des arbres droits, et enfin des arbres à vilebrequins eux-mêmes, jusqu'à 450 millimètres de diamètre. Il y a cependant une difficulté réelle à obtenir des frottements convenables avec l'acier moulé. Il faut vraisemblablement enlever une forte épaisseur, dans l'ajustage des portées, afin d'arriver à la région saine du métal.

Dans le calcul de toutes les pièces massives, en fer et en acier, il faut tenir grand compte des défauts de fabrication, qui augmentent avec la grosseur des pièces, et qui peuvent modifier beaucoup leurs propriétés élastiques. La substitution des presses de forgeage au marteau pilon diminue cependant l'imperfection du forgeage au cœur de la pièce.

Pour le fer, on craint surtout l'effet des réchauffages trop répétés qui brûlent la pièce, et les défauts de soudure. Pour l'acier forgé, le danger est dans les retassures qui se produisent au cœur du lingot pendant le refroidissement, et créent une ligne de faiblesse dont il faut suivre la trace dans la pièce terminée. L'acier moulé échappe à ce dernier danger, et présente surtout des défauts extérieurs.

Nous ne dirons qu'un mot de la fonte de fer, à laquelle s'appliquent rarement les calculs de résistance dans les machines marines. Son emploi, d'ailleurs, diminue de plus en plus. Il nous semble être loin du temps où une statistique, cependant assez récente, révélait, en Angleterre, l'existence inattendue de bon nombre d'arbres en fonte de fer, en service sur des cargos anciens.

La fonte de fer ne supporte guère, par traction, qu'un effort de 15 à 20 kilogrammes, et rompt après un allongement de 1 à 2 % à peine. Elle se comporte mieux à la compression ; ainsi dans l'expérience de Guérigny, citée plus haut, l'éprouvette en fonte s'est rompue sous la charge de 87 kilogrammes, après s'être comprimée de 11,6 %. Dans les mêmes conditions, toutes les éprouvettes d'acier avaient supporté, sans rup-

ture, la charge de 290 kilogrammes, maximum donné par l'appareil.

La qualité que l'on recherche le plus, dans la fonte de moulage pour machines, est de se bien couler, et de ne pas avoir de soufflures et de poches intérieures, ce qui fait choisir les fontes grises écossaises, parfois mélangées à un peu de fonte noire de même provenance. Les fontes à canons de Rueil sont exceptionnellement bonnes. On demande, à certaines pièces de fonte, de donner de beaux frottements, ce qui exige un grain fin et serré ; à cet effet, on y incorpore souvent de l'acier en riblons et découpures, dont la fonte peut dissoudre à chaud, jusqu'à 10 % de son poids.

Il est admis que le fer, l'acier et la fonte ne subissent aucune altération de leurs propriétés élastiques aux températures les plus élevées de la vapeur d'eau. On l'a vérifié à Indret pour la fonte, dont la résistance, à 225°, a été trouvée de 22 kilogrammes.

Le coefficient de dilatation est compris entre 0,000011 et 0,000012. Il faut en tenir grand compte, dans la construction et le montage des machines.

Le retrait de fonderie est de 0,01 pour la fonte et de 0,02 pour l'acier moulé. Le dessin des pièces en acier moulé doit être arrêté en vue de faciliter le retrait et de permettre à la matière de combler les vides qu'il produit. Il faut éviter avec le plus grand soin, dans une pièce, le voisinage de parties épaisses et de parties minces. Les angles brusques, sur lesquels le retrait, accumulé dans deux directions, met le métal en tension sont très dangereux. Une pièce d'acier mal dessinée est exposée à des effets de tapure, quelle que soit l'habileté du fondeur.

Le poids spécifique de la fonte de moulage est de 7,1 ; il varie de 6,9 à 7,3. Pour le fer forgé, on peut compter sur un poids spécifique de 7,6 à 7,7, et, pour l'acier sur 7,80 ou 7,85. Le poids spécifique de l'acier au nickel est sensiblement plus élevé ; il a été trouvé de 8,2, sur le bloom expérimenté en 1896 à Guérigny.

189. — *Bronzes et laitons, alliages de cuivre divers.* — Les composés du cuivre employés dans les machines sont de deux sortes, les bronzes ou alliages d'étain et les laitons ou alliages de zinc, dont les propriétés élastiques, autrefois très différentes, se rapprochent aujourd'hui les unes des autres, tellement que la confusion s'est faite entre ces deux noms.

L'ancienne composition de 90 de cuivre et de 10 d'étain, sans autre métal, sinon un peu de zinc destiné à faciliter la coulée, qui a été longtemps d'un usage exclusif pour les hélices et sert encore quelquefois pour cet emploi, est de qualité assez variable selon la pureté des métaux. Les pièces fondues à Indret avec des métaux bien affinés, donnent :

R_e	Charge élastique.	16 kilogrammes
R_r	Charge de rupture	35 —
A_r	Allongement à la rupture. . . .	18 %
C	Caractéristique	53

Les vieux bronzes, refondus sans affinage, n'ont presqu'aucun allongement.

Pour les alliages de cuivre, la caractéristique est la simple somme de deux propriétés distinctes, dont on ne peut accroître l'une aux dépens de l'autre.

Le bronze convient bien pour les pièces soumises à une certaine fatigue et exposées à l'action de l'eau ; il sert pour les sièges de clapets de pompe à air, les corps de pompes et leurs pistons, les chemises entourant l'arbre d'hélice dans ses portées sur le gaïac etc.

Les alliages plus riches en étain, qui servaient autrefois à la confection des coussinets, sont plus cassants ; ils n'ont plus guère d'emploi, depuis que les surfaces frottantes se garnissent en métal blanc.

L'addition au bronze ordinaire d'une petite quantité de métal désoxydant, qui est généralement du ferro-manganèse, améliore notablement ses propriétés élastiques et lui permet de supporter le laminage et le forgeage qui, en l'écrouissant, élèvent ces qualités à un très haut degré.

Le bronze au manganèse, simplement fondu, qui est employé quelquefois pour les ailes d'hélice, a une charge élastique de 22 kilogrammes et une charge de rupture de 38 kilogrammes. Laminé en barres, il peut atteindre une charge élastique de 25 kilogrammes, et une charge de rupture de 48 kilogrammes, avec 20 % d'allongement ; il convient alors très bien pour les tiges de pompes.

On fait aussi quelques applications du bronze phosphoreux, qui a la propriété de se laminer en feuilles très minces, ce qu'il le rend propre à la confection des clapets de pompe à air. Le bronze phosphoreux présente un des beaux effets de l'écrouissage quand on l'étire en fil mince ; sa résistance à la rupture passe alors, de 24 kilogrammes environ, à 80 kilogrammes et plus.

M. Lechatelier a découvert, en 1890, une très fâcheuse propriété du bronze, qui a donné la clé d'accidents jusque là inexpliqués dans les soupapes et autres accessoires du tuyautage de vapeur. Ses propriétés s'altèrent, quand la température s'élève, dans des proportions qui deviennent dangereuses vers 215°. A cette température, on a trouvé, dans une expérience récente faite à Indret.

R_r	Charge élastique	10 kilogrammes
R_r	Charge de rupture	18 —
A_r	Allongement à la rupture. . . .	9 %

Le bronze a été remplacé, pour tous les accessoires du tuyautage de vapeur, par l'acier moulé ou par les laitons à haute résistance dont nous allons parler.

Le laiton ordinaire, composé de deux parties de cuivre et une de zinc, n'a servi pendant longtemps que pour les tubes de chaudières ; il est resté en usage pour les tubes de condenseurs, qui sont en laiton, de préférence avec 70 de cuivre, 29 de zinc et 1 d'étain. La faible résistance de l'ancien laiton, pour lequel on ne pouvait pas compter sur plus de 15 kilogrammes à la rupture, ne permettait pas d'application plus étendue.

Dans ces dernières années, l'addition au laiton de petites quantités de métaux désoxydants, fer, manganèse, ou d'une proportion plus forte d'aluminium, a permis d'atteindre une résistance élastique de 20 à 22 kilogrammes et une résistance à la rupture de 40 kilogrammes, avec un allongement de 20 %. Le laiton est devenu ainsi, sous des noms divers, un métal propre à la confection des pièces les plus chargées. C'est ainsi que le métal Roma, de MM. Mathelin et Garnier, qui a donné précisément à Indret les résultats précédents, est aujourd'hui presqu'exclusivement employé en France à la confection des hélices.

Voici la composition chimique de quelques-uns des nouveaux laitons les plus connus, d'après les analyses faites en 1896 au laboratoire de la Marine.

	Métal Roma	Métal Delta	Laiton de Froges	Métal Stone	Métal Bull
Cuivre	58,58	57,43	69,10	56,09	57,23
Zinc.	40,67	38,90	24,61	40,60	40,22
Fer	0,03	0,69	1,73	1,67	0,30
Manganèse.	»	2,06	»	»	»
Aluminium.	0,20	»	4,23	»	0,15
Etain	»	»	»	1,05	1,49
Plomb	0,39	0,71	0,32	0,47	0,34
Divers et pertes . .	0,13	0,21	0,01	0,12	0,29
	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00

L'inconvénient de ces laitons est dans l'irrégularité des qualités qu'ils présentent. Ainsi, dans les nombreux essais exécutés à Indret, parmi des barrettes ayant présenté couramment 20 kilogrammes de résistance élastique et même davantage, il s'en trouve qui n'ont donné que 14 kilogrammes, un peu moins que le bronze ordinaire d'Indret. Les échantillons, qui ont servi à dresser le tableau XLI, ont donné moins encore. Il y a

probablement de petits défauts d'homogénéité chimique, ayant un effet sensible, par suite de la très faible proportion des métaux alliés au laiton.

Une qualité très importante des laitons à haute résistance consiste à supporter, sans altération de la résistance élastique, les plus hautes températures de la vapeur, ce qui les rend très propres aux emplois pour lesquels le bronze est abandonné depuis l'étude de M. Lechatelier. Il a été fait, à ce sujet, en 1896, des essais qui ont été très concluants pour le métal Roma, et qui ont été étendus ensuite aux différents alliages dont la composition est donnée ci-dessus. Les résultats moyens, pour les barrettes rompues aux températures de 15°, 200°, 250°, sont donnés dans le tableau XLI ; tous ces résultats sont bien comparables entre eux, les essais s'étant faits à la presse Maillard, dans des conditions identiques ; mais, à froid, ils sont inférieurs à ceux obtenus généralement pour les mêmes métaux.

Les expériences ont été faites aussi à 150° et à 225°, de manière à établir les lois continues de la perte de résistance à la rupture et de la conservation de résistance élastique.

TABLEAU XLI

Propriétés élastiques des laitons à diverses températures.

		Métal Roma	Métal Delta	Laiton de Froges	Métal Stone	Métal Bull
A 15°	R_e	12ᵏ	13ᵏ,35	20ᵏ,5	16ᵏ,5	16ᵏ,1
	R_r	41ᵏ	33ᵏ,4	50ᵏ,6	47ᵏ,9	34ᵏ,8
	A_r	30 %	13 %	28 %	15 %	6 %
A 200°	R_e	14ᵏ,4	15ᵏ,3	17ᵏ,6	17ᵏ,6	17ᵏ,9
	R_r	29ᵏ	27ᵏ,2	38ᵏ,9	34ᵏ,7	30ᵏ,3
	A_r	42 %	18 %	33 %	16 %	6,6 %
A 250°	R_e	14ᵏ,8	15ᵏ,4	17ᵏ,4	16ᵏ,7	16ᵏ,8
	R_r	24ᵏ,8	26ᵏ,7	32ᵏ.8	30ᵏ,3	27ᵏ,5
	A_r	28 %	35 %	28 %	40 %	6,7 %

Les expériences de fragilité sous le choc du mouton n'ont été faites, ni pour les bronzes, ni pour les laitons.

Rappelons, en terminant, quelques autres propriétés physiques du cuivre et de ses alliages intéressant la construction des machines.

Le coefficient de dilatation du cuivre est 0,000017, soit une fois et demie environ celui du fer ; il faut en tenir compte dans quelques circonstances. Le petit tuyautage, qui est toujours en cuivre, se dilate

plus que le tuyautage principal de vapeur en acier. Quand une pièce en cuivre ne peut pas s'allonger, il suffit d'un échauffement de 40° environ, pour lui faire dépasser, par compression, la limite d'élasticité.

Le retrait du bronze à la fonderie est de 1 % seulement, c'est-à-dire la moitié de celui de l'acier. Cette propriété, jointe à la fluïdité plus grande du métal en fusion, permet de faire en bronze des pièces plus minces et plus compliquées que cela n'est possible avec l'acier. Il faut toutefois avoir grand soin d'éviter, dans le tracé des pièces, le voisinage de parties d'épaisseurs différentes, les parties épaisses happant, au retrait, le métal des parties minces.

Les défauts de fonderie des grandes pièces de bronze ou de laiton peuvent se séparer en coulant de nouveau métal sur les endroits où la matière a manqué.

Les poids spécifiques, nécessairement un peu variables avec la composition des alliages, sont, en nombre ronds,

8,7 pour les bronzes,
8,2 pour les laitons.

§. 2. — Calcul des échantillons des principaux organes fixes ou mobiles.

190. — *Bâtis ou supports de cylindre.* — La détermination des échantillons des supports de cylindres et de leurs attaches sur le plan de pose a rarement été l'objet de calculs précis. Les règles pratiques suivies pour le tracé des pièces semblent assurer toutefois une sécurité assez complète; il n'y a pas, en effet, d'exemple d'avaries, ni même de fatigue apparente dans la charpente fixe des machines. La charge statique de ces pièces, sur le navire droit et immobile, est évidemment très faible. Il est intéressant de se rendre compte des efforts, auxquels les bâtis peuvent être soumis par l'effet du roulis.

Le roulis produit d'abord un effort statique, dû à l'inclinaison φ par rapport à la base d'appui.

Soient Π le poids de la machine qui oscille,

G la position du centre de gravité,

φ l'angle d'inclinaison.

Le moment, par rapport au centre de gravité O de la section des attaches sur la plaque de fondation, est, en appelant h la hauteur OG,

$$\Pi\, h \tang \varphi,$$

égal au moment d'une force ϖ perpendiculaire à OG,

$$\varpi = \Pi \text{ tang } \varphi.$$

En supposant l'angle φ égal à 22° 30', nous avons,

$$\frac{\varpi}{\Pi} = 0{,}414. \tag{5}$$

Le roulis produit, de plus, un effort dynamique dû à la force d'inertie tangentielle J_t, perpendiculaire à OG, dirigée dans le même sens que ϖ pendant les rappels et en sens contraire pendant les abattées. Le point H d'application de cette force est situé au-dessous de G, si l'axe de rotation ou plutôt d'accélération instantanée du navire, X, est au-dessus de H. L'intensité de la force J_t par unité de poids, a pour maximum,

$$J_t = -r\frac{\varphi_o}{T_m},$$

r étant la distance HX.

L'intensité de J_t en différents points du navire a été calculée numériquement et se trouve dans le tableau, page 144, de *La houle et le roulis, les qualités nautiques des navires*. Pour la machine, cette force est relativement faible, parce que la distance r n'est jamais grande; nous pouvons l'évaluer approximativement, pour tous les navires, par le calcul suivant.

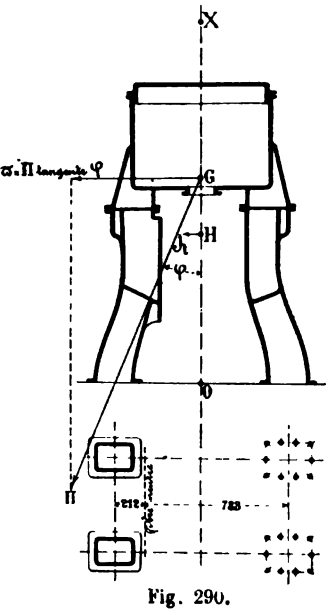


Fig. 290.

Sur des navires semblables et de dimensions différentes, la demi-période de roulis T_n est proportionnelle à la racine carrée du rapport de similitude λ; donc T_n^2 est proportionnel à λ. De son côté, r est proportionnel à λ, ce qui nous donne

$$\frac{v}{T^2_n} = \text{constante};$$

Supposons que, sur un grand navire oscillant en 10ˢ, v atteigne la valeur probablement exagérée de 5 mètres, nous avons

$$\frac{v}{T^2} = 0{,}05.$$

En attribuant à l'angle φ_o la valeur ci-dessus $\frac{\pi}{8}$ nous trouvons,

$$J_t = 0{,}0196, \tag{6}$$

soit environ 0,02.

Le moment de la force d'inertie ΠJ_t, même si nous doublions le nombre trouvé et si nous remplacions OH par OG, resterait négligeable, en présence du moment de la composante du poids, perpendiculaire à l'axe du navire.

Nous pouvons donc, sans crainte d'erreur, considérer le moment de flexion par rapport à l'encastrement sur le plan de pose, comme uniquement produit par la composante ϖ du poids Π, appliquée en G, en faisant,

$$\frac{\varpi}{\Pi} = 0{,}5, \tag{7}$$

pour y comprendre l'effet des forces d'inertie.

Le calcul du moment de ϖ a été fait, pour les cylindres BP des machines du *Carnot* et du *Lavoisier*; il a donné :

	$\varpi = 0{,}5\ \Pi$	h	$\frac{1}{10^6}(M = \varpi h)$
Carnot	14625 kilogr.	3150 millim.	46,07
Lavoisier	9050 —	1986 —	17,97

Le moment de résistance des attaches,

$$R\,\frac{I}{e},$$

a été calculé; ses valeurs sont les suivantes :

	$\frac{1}{10^6}\ I$	Compression du bâti		Traction sur les boulons d'attache	
		e	$\frac{1}{10^6}\frac{I}{e}$	e	$\frac{1}{10^6}\frac{I}{e}$
Carnot	13087	638 mill.	20,53	2742 mill	7,51
Lavoisier	5193	412 —	12,62	968 —	5,37

La charge maximum,

$$R = \mathfrak{M}\,\frac{e}{I}, \tag{8}$$

est donc

	Compression (du bâti)	Traction sur les boulons d'attache
Carnot	$2^k,21$	$6^k,13$
Lavoisier	$1^k,42$	$8^k,34$

Ces calculs montrent que, pour assurer la tenue, en supposant une bande de 90°, ce qui a été proposé par quelques constructeurs comme condition de sécurité, les boulons d'attache sont insuffisants du côté du bâti qui travaille par traction. Il serait nécessaire d'agrafer la base des supports de cylindres sur la plaque de fondation.

Dans tous les cas, un calcul analogue au précédent mérite d'être fait pour chaque machine nouvelle.

191. — *Epaisseur des parois des cylindres.* — Les nécessités de la fabrication ont conduit, pendant très longtemps, à donner, aux parois des cylindres en fonte de fer, une épaisseur supérieure à ce que la résistance à la pression intérieure exige. Il en est encore de même aujourd'hui, pour tous les cylindres en acier moulé; l'épaisseur exigée pour la coulée de l'acier est telle que la charge des parois n'atteint pas la moitié de ce que l'acier moulé peut supporter en toute sécurité; l'alésage n'enlève ensuite qu'une petite fraction de la matière en excès.

La déformation des parois des cylindres, sous l'action des charges très faibles auxquelles elles sont soumises, étant négligeable, la charge peut se calculer à l'aide de la formule élémentaire,

$$R = \frac{Pd}{2e}, \tag{9}$$

dont nous avons indiqué, au n° 90 des *Chaudières marines*, l'insuffisance pour l'application aux réservoirs cylindriques de grande dimension fortement chargés.

Il convient, dans la formule (9), de diviser P par 100, ce qui conduit à

$$R = \frac{Pd}{200\,e}. \tag{10}$$

R est la charge des matériaux par millimètre carré,

P la pression intérieure par centimètre carré, d'où le diviseur 100,

d le diamètre en millimètres,

e l'épaisseur en millimètres.

Si, au lieu de calculer R, on se propose de déterminer e, la formule (10) donne

$$e = \frac{P d}{200 R}. \quad \text{(10 bis)}$$

Cette formule n'est évidemment pas applicable, lorsque le produit Pd est faible, puisqu'il existe évidemment pour e un minimum au-dessous duquel il est impossible de descendre. Il faut donc ajouter un terme constant à la valeur de e.

Une formule quelquefois employée à Indret est,

$$e = \frac{P d}{200 R_1} + 10, \quad \text{(11)}$$

en attribuant à R_1 une valeur de 2,70 environ, pour les cylindres en fonte.

Dans une machine horizontale, sans chemise rapportée dans les cylindres, la constante 10, représenterait à peine le double de la matière que l'on peut avoir à enlever, dans des réalésages, à la suite d'un long service.

L'épaisseur des parois, calculée avec l'équation (10), correspond à une charge réelle des matériaux R moindre que R_1 et exprimée par la formule

$$R = R_1 \frac{1}{1 + \frac{2000 R_1}{P d}}. \quad \text{(11 bis)}$$

Quand l'équation (11) donne pour e une valeur inférieure à

$$e = 0{,}01\, d + 10, \quad \text{(12)}$$

ce qui peut arriver pour les cylindres BP de grand diamètre, on substitue l'équation (12) à l'équation (11).

L'emploi de la formule (12) donne, pour la charge des matériaux R, d'après l'équation (10),

$$R = \frac{P d}{2000 + 2 d}. \quad \text{(13)}$$

En prenant les valeurs de e d'après l'exécution et en attribuant à P la valeur observée ou prévue, pour les cylindres HP et MP de diverses machines récentes, on trouve avec la formule (7) les charges R inscrites dans le tableau XLII.

Les cylindres considérés sont en fonte de fer, sauf les cylindres HP des machines du *Bouvet*, de la *Jeanne-d'Arc*, du *Jurien-de-la-Gravière*, qui sont en acier.

TABLEAU XLII

Charge des parois des cylindres.

Noms des bâtiments	Cylindres H P P	d	e	R	Cylindres M P P	d	e	R
PAQUEBOTS								
	kil.	millim.	millim.	kil	kil.	millim.	millim.	kil.
Champagne . . .	10	1280	32	2	8	1420	32	1,76
Touraine	10,5	1180	32	1,92	5	1670	32	1,31
Navarre	10,5	960	32	1,56	5	1450	36	1,00
Moyennes . . .				1,83				1,36
BATIMENTS DE GUERRE (acier pour le cylindre H P)								
Jeanne-d'Arc. . .	13	1220	34	2,48	6	1720	32	1,61
Jurien-de-la-Gravière	15	970	27	2,70	7	1390	26	1,88
Bouvet	13	1040	25	2,70	6	1540	26	1,78
Du Chayla . . .	13	1010	25	2,63	6	1470	26	1,70
Galilée	12	900	22	2,45	5	1300	24	1,36
Moyenne . . .				2,59				
BATIMENTS DE GUERRE (fonte partout).								
Brennus . . .	13,8	1140	40	1,97	6,2	1650	40	1,28
Bugeaud . . .	13,5	900	32	1,90	5,5	1360	32	1,17
Forban	13,9	500	18	1,94	6,3	680	20	1,06
Chevalier. . . .	13,6	450	18	1,71	6,6	600	23	0,87
Moyennes . . .				1,88				1,41

Les règles empiriques proposées par M. Seaton consistent d'abord à attribuer à P les valeurs suivantes, en fonction de la pression aux chaudières H.

Détente triple		Détente quadruple	
Cylindre H P. . .	P = H	Cylindre H P. . .	P = H
Cylindre M P. . .	P = 0,6 H	Cylindre M_1 P . .	P = 0,70 H
Cylindre B P. . .	P = 0,25 H	Cylindre M_2 P . .	P = 0,45 H
»	»	Cylindre B P . .	P = 0,25 H

Les épaisseurs *e* sont ensuite calculées, pour tous les cylindres sans exception, à l'aide de la formule unique

(14) $$e = 0{,}00237\,(P + 3{,}5)\,d + 12{,}7.$$

L'application de ces règles à trois des bâtiments du tableau XLI conduit aux résultats suivants :

	Cylindre H P			Cylindre B P		
	P	e	R	P	e	R
	kil.	mill.		kil.	mill.	
Jeanne-d'Arc	13	60	1,32	7,8	59	1,14
Jurien-de-la-Gravière . .	15	57	1,28	9,0	42	1,49
Forban	13,9	33	1,05	8,3	32	0,88

La formule de M. Seaton semble donc avoir été établie à une époque où les pressions n'atteignaient pas encore les valeurs actuelles.

Les chemises intérieures rapportées dans les cylindres ne sont jamais chargées que par compression, l'enveloppe de vapeur étant toujours à une pression égale ou supérieure à la pression intérieure des cylindres. Elles ne sont exposées à subir aucune déformation. Leur épaisseur peut, par suite, être fixée d'une manière assez arbitraire.

M. Seaton propose, pour l'épaisseur ε des chemises en fonte de fer, l'expression empirique,

$$(15) \qquad \varepsilon = 0,8\,(e + 6,35),$$

e étant l'épaisseur du corps du cylindre. L'application de cette formule conduit aux épaisseurs suivantes, en regard desquelles nous avons inscrit les épaisseurs réelles.

	Cylindres H P			Cylindres M P		
		ε			ε	
	e	Calculé	Réel	e	Calculé	Réel
Jeanne-d'Arc	34	32,3	40	32	30,7	38
Jurien-de-la-Gravière . .	27	26,7	32	26	25,9	32
Forban	18	19,4	18	20	21,1	20

L'amirauté anglaise fait usage de chemises en acier forgé, pour lesquelles M. Seaton réduit dans le rapport 0,8 les épaisseurs données par la formule (15).

En France, les chemises en fonte de fer sont employées exclusivement, même quand le corps du cylindre est en acier.

Si l'on vient à supprimer les enveloppes de vapeur, tout en conservant les chemises rapportées à l'intérieur, celles-ci coopéreront à la résistance. Le corps du cylindre travaillera alors à la manière d'une frette ; il devra être monté avec un serrage initial.

Il n'y a pas d'exemple connu de paroi cylindrique qui ait cédé sous

l'action de la pression, dans les cylindres des machines marines. Les avaries de parois cylindriques proviennent de défauts de fabrication dus aux retraits de fonderie, ou de dilatations irrégulières résultant de réchauffages trop brusques, comme il a été dit au n° 70. Quand une fêlure s'est ainsi produite accidentellement, sur les glaces des tiroirs, en général, la solidité du cylindre est restée suffisante pour laisser le temps de découvrir la fente, et d'en resserrer les lèvres au besoin, par une pièce rapportée, en attendant le remplacement du cylindre qui n'est même pas nécessaire.

Les parois planes, fonds de cylindres ou de boites à tiroirs cylindriques et parois de boites à tiroirs rectangulaires, sont exposées à des fatigues dangereuses, pouvant entraîner, comme sur le *Brandenburg*, des explosions suivies de mort d'hommes. La solidité de ces pièces dépend de la manière dont elles sont nervurées et n'est garantie par aucun calcul de résistance. Lorsqu'on est obligé de sortir des formes de pièces éprouvées par l'expérience, la sécurité complète ne peut être garantie que par un essai à la presse hydraulique, analogue à celui que subissent les chaudières.

192. — *Tiges de pistons.* — Les tiges de piston sont, de toutes les pièces mobiles de la machine, celles qui sont exposées aux accidents les plus fréquents, bien que les calculs élémentaires de résistance des matériaux les classent parmi celles qui sont le moins chargées.

Pour calculer la charge totale sur les tiges de piston, on tient simplement compte de la pression maximum p de la vapeur sur le piston, d'après la figure 150, ce qui donne

$$P = \frac{1}{4} \pi D^2 p.$$

On devrait, en principe, défalquer de P, conformément aux figures **152, 153**, la force d'inertie maximum

$$I_p = 0{,}000559 \; \Pi \; C \; N^2,$$

en prenant pour Π le poids du piston seul pour la charge à l'emmanchement de la tige, et les poids du piston et de la tige elle-même à la traverse de pied de bielle.

Les sections considérées, dans le calcul de la charge R par millimètre carré, sont la section totale de la tige σ pour la charge par compression, la section réduite au fond des filets σ, pour la charge par traction.

En prenant des exemples dans différentes classes de navires, on forme le tableau suivant :

TABLEAU XLIII

Noms des Bâtiments		R Charge par millimètre carré	
		Compression R_1	Traction R_2
		kilogrammes	kilogrammes
1° Bâtiments de guerre	*Bouvet*	1,79	1,98
	Brennus	2,33	2,47
	Sfax	2,20	2,45
	Jean-Bart	0,95	1,10
	Davoust		
	Charner	1,82	2,38
	Surcouf	2,80	5,10
	Latouche-Tréville	1,80	2,38
	Wattignies	1,75	3,07
	Moyennes	1,93	2,62
2° Torpilleurs	*Chevalier*	2,55	4,73
	Forban	2,63	4,33
	Durandal	3,00	4,19
	Moyennes	2,79	4,41
3° Paquebots	*Touraine*	1,33	2,70
	Navarre	1,00	2,16
	Général-Chanzy	1,12	2,39
	Tarn	1,49	2,94
	Moyennes	1,27	2,55

La formule empirique donnée par M. Seaton pour déterminer le diamètre d de la tige du piston est,

$$d = K D \sqrt{p}; \tag{16}$$

p est l'ordonnée maximum sur le piston,
K, un coefficient variant, selon la classe des navires,
de 0,1055 comme maximum,
à 0,0792 comme minimum.

L'application de cette formule conduit à des charges par compression comprises entre 1 kilogramme et $1^k,25$.

Les chiffres varient beaucoup, comme on voit, dans une même classe de navire. La charge debout par compression R_1, la seule qui soit évidemment à considérer, passe, en effet, de $0^k,98$ à $2^k,8$ du *Jean-Bart* au *Surcouf*. Dans ces limites, l'expérience n'indique pas que les tiges les plus chargées soient exposées à des avaries plus fréquentes. Cela ne peut pas beaucoup étonner, si l'on considère que la longueur des tiges ne dépasse pas 10 à 12 fois leur diamètre, et que, par suite, aucune flexion n'est à craindre, sous des charges debout inférieures à 3 kilogrammes.

Les avaries de tiges de piston ne peuvent provenir que de causes accidentelles ; mais ces causes sont nombreuses.

En premier lieu, les tiges se faussent souvent à la suite de chocs dans les cylindres, qui, se produisant sur une partie seulement de la surface du piston, tendent à faire prendre au piston une position oblique par rapport à l'axe des cylindres. Les chocs sont dus le plus souvent à la présence de l'eau, quelquefois à celle de magmas compacts de sels, de matières grasses, de limailles métalliques. L'effet des chocs est surtout dangereux dans les machines horizontales, où tous les corps étrangers s'amassent dans le bas du cylindre ; on le combat en guidant le piston par des contre-tiges traversant le plateau du cylindre, côté *a*. L'usage des contre-tiges s'est quelquefois conservé dans les machines verticales où il n'a plus les mêmes raisons d'être, et où il multiplie, peut-être inutilement, le nombre des points guidés dans le mouvement du piston.

Un échauffement dans le presse-étoupes, surtout quand il résulte d'une excentricité et non d'un excès de serrage, fait arquer la tige, la génératrice la plus chauffée formant la convexité de l'arc. Le danger, en pareil cas, provient de ce que la tige, en s'arquant, porte de plus en plus violemment du côté où le commencement d'échauffement s'est produit ; il est plus grand pour les tiges creuses que pour les tiges pleines, parce que la chaleur trouve une section de métal insuffisante pour passer de la génératrice échauffée et convexe, à la génératrice opposée et concave. Cette considération fait proscrire les tiges creuses.

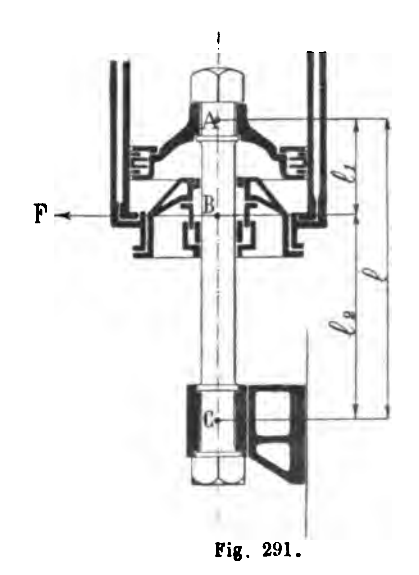


Fig. 291.

Enfin, la cause d'avaries la plus fréquente est dans le défaut de parallélisme des trois lignes droites que le piston et sa tige sont assujettis à suivre, par suite de la présence de trois guides, la paroi du cylindre, l'axe du presse-étoupes, la surface de la glissière.

Un calcul simple suffit pour montrer toute la gravité du danger résultant d'une simple excentricité du presse-étoupes, même quand les deux extrémités de la tige décrivent une même ligne droite.

Supposons, ce qui est approximativement vrai, que la tige puisse être regardée comme encastrée à ses deux extrémités dans le piston et la

traverse ; une courbure, de flèche f, produite au passage dans le presse-étoupes, dans les conditions de la figure 291, donne naissance à une force transversale F, dont la valeur est,

$$(17) \qquad F = f \times 3\,E\,I\,\frac{l^3}{l_1^3 l_2^3},$$

E étant le coefficient d'élasticité 22000,

I le moment d'inertie de la section $\frac{\Pi d^4}{32}$.

Le moment de la force F, par rapport à l'encastrement dans le piston, est,

$$(18) \qquad M = F l_1 = f \times 3\,E\,I\,\frac{l^3}{l_1^2 l_2^3};$$

ce moment est, pour la tige, un moment de flexion au point B. Le moment résistant est

$$R\,\frac{2\,I}{d},$$

R étant la charge maximum de la matière dans la section en B. Nous avons donc

$$R\,\frac{2\,I}{d} = f \times 3\,E\,I\,\frac{l^3}{l_1^2 l_2^3},$$

$$(19) \qquad R = \frac{3}{2}\,E\,f\,d\,\frac{l^3}{l_1^2 l_2^3},$$

En introduisant dans cette formule les valeurs prises sur une machine de croiseur, au bas de la course du piston,

$d = 170$ millim. $\quad l = 1350$ millim. $\quad l_1 = 270$ millim. $\quad l_2 = 1080$ millim.,

nous trouvons

$$(20) \qquad R = 15 f.$$

La charge est donc d'autant de fois 15 kilogrammes qu'il y a de millimètres d'excentricité au presse-étoupes ; elle peut ainsi dépasser facilement la limite d'élasticité et atteindre ensuite la charge de rupture.

La formule (19) est applicable indifféremment aux tiges pleines ou creuses, puisque le moment d'inertie I n'y figure pas ; elle est favorable aux tiges pleines, parce que celles-ci ont un moindre diamètre extérieur d.

Les seuls moyens préventifs contre le danger du déréglage des trois lignes de guidage de la tige de piston sont dans les soins du monteur de la machine et dans la vigilance du mécanicien.

193. — *Bielles.* — Contrairement aux tiges de piston, les bielles présentent une grande sécurité, bien qu'en apparence on les charge davantage; elles ne sont toutefois pas exemptes de tapures, et, comme elles ne préviennent jamais, avant de rompre, leurs avaries sont toujours très graves. Pas plus que les tiges, elles ne redoutent la flexion résultant de la charge debout, parce que la longueur du corps, entre les deux collets de la tête et du pied, seule partie où la flexion soit possible, ne dépasse pas la longueur de la tige du piston. Les bielles, parfaitement libres dans leur mouvement, n'ont à craindre aucune des forces transversales qui peuvent être fatales aux tiges.

La charge des bielles se calcule en attribuant à P la même valeur que pour les tiges de piston, sans tenir compte ni de l'obliquité de la bielle, qui augmenterait P, ni des forces d'inertie, qui diminueraient P dans une proportion plus forte que pour les tiges de pistons.

Le calcul de la charge R par millimètre carré se fait pour le corps de la bielle et pour les boulons de tête et de pied.

TABLEAU XLIV

Noms des Bâtiments	Charge R		
	Corps	Boulons de tête	Boulons de pied
	kilogrammes	kilogrammes	kilogrammes
Bouvet	2,59	5,78	5,29
Charles-Martel . . .	2,92	4,61	4,66
Jauréguiberry. . . .	2,01	2,43	5,52
Brennus.	2,38	2,31	2,40
Bugeaud.	1,99	3,47	3,67
Davoût	2,95	3,70	3,62
Jean-Bart	2,56	2,98	3,11
Sfax.	1,96	5,94	2,58
Galilée	3,61	5,69	5,91
D'Iberville.	2,54	3,94	4,06
Moyennes	2,55	4,10	4,08
Laos	1,33	2,37	2,00
France.	1,24	2,03	2,13
Dupleix.	1,06	1,86	2,00
Amiral-Courbet . . .	1,76	2,81	2,81
Lion.	1,17	2,89	2,89
Moyennes	1,31	2,39	2,37

On calcule parfois la charge des chapeaux de bielle, en supposant qu'ils travaillent par flexion sous l'effort des écrous de leurs boulons, en portant sur les soies par leur unique génératrice centrale. Les charges ainsi déterminées, qui atteignent de 10 à 15 kilogrammes, représentent beaucoup plus du double de la charge réelle par flexion; elles doivent

être consultées comme donnant de simples termes de comparaison d'une bielle à l'autre.

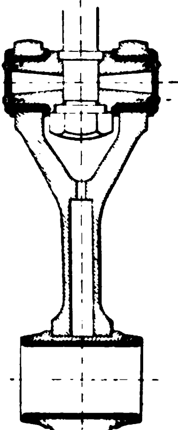


Fig. 292.

La principale précaution à prendre, au point de vue de la résistance des matériaux, dans la construction des bielles, est relative aux bielles creuses. Elle consiste, du côté où la bielle se divise, pour embrasser le bas de la tige de piston sur la traverse à arrêter le creux avant la naissance de la fourche. Il importe, en effet, de n'affaiblir, par aucun évidement, la matière servant à l'encastrement du pied de la fourche, qui travaille par flexion.

194. — *Soies et manivelles des vilebrequins.* — Le vilebrequin de chaque piston à vapeur joue un double rôle, d'abord comme pièce de la machine particulière composée par le cylindre qu'il dessert, ensuite, comme pièce de la machine tout entière, dont il partage l'arbre de couches, en deux parties jonctionnées par lui.

Comme pièce du mécanisme spécial à un cylindre, le vilebrequin transmet à l'arbre, par son bras de manivelle arrière seulement, tout le travail développé dans le cylindre. Le bras avant est, pour la soie, un simple support s'opposant à sa flexion dans le plan du vilebrequin.

Comme portion de l'arbre de couche commun à toute la machine, le vilebrequin transmet à l'arrière de l'arbre, par son bras arrière, tout le travail développé sur l'avant, qui est transmis par l'avant de l'arbre agissant sur son bras avant.

Au total, le bras arrière du dernier vilebrequin arrière transmet à l'arbre le travail F développé par la machine entière, cylindre arrière compris. Les dimensions transversales de ce bras se déterminent d'après cette condition; elles sont adoptées par tous les autres bras de manivelles chargés de transmettre un travail moindre.

Le moment de flexion m, nécessaire pour produire le travail F, à l'allure de N tours par minute, est,

$$m \times 2\pi \mathrm{N} = \mathrm{F} \times 75 \times 60 \text{ kilogrammètres ;}$$

puisque nous prenons le millimètre pour unité des surfaces et des bras de leviers, nous devons multiplier le second nombre par 1.000, ce qui nous donne

$$(21) \qquad m = \frac{4.500.000}{2\pi} \frac{\mathrm{F}}{\mathrm{N}}.$$

F étant le travail indiqué en chevaux.

Considérons la section de la manivelle à son encastrement supposé situé dans le plan diamétral de l'arbre.

Soient b la largeur parallèlement à l'arbre,

h l'épaisseur perpendiculaire au plan du vilebrequin,

R la charge maximum de la matière.

Le moment de résistance, égal au moment de flexion, est

$$R \frac{I}{e} = R \frac{bh^2}{6}. \tag{22}$$

Les deux équations (21) et (22) donnent

$$bh^2 = 4.297.200 \frac{F}{N} \frac{1}{R}. \tag{23}$$

Nous verrons, au n° 195, que le diamètre D de l'arbre est déterminé à l'aide d'une équation analogue, en attribuant à la charge des matériaux R la valeur,

$$R = 3^k,648.$$

En adoptant la même valeur pour R, l'équation (23) devient, en nombres ronds

$$bh^2 = 1.200.000 \frac{F}{N}; \tag{24}$$

les formules générales exprimant bh^2 et D^3, donnent d'ailleurs, à valeur égale de R, la relation

$$bh^2 = 1,2\, D^3. \tag{25}$$

On s'est préoccupé quelquefois de la charge par cisaillement, qui, à l'encastrement s'ajoute à la charge par flexion. Ainsi, M. Seaton recommande d'augmenter la section bh à l'encastrement, d'une surface complémentaire calculée à raison de 0,178 millimètres carrés par kilogramme de la force P produisant la flexion ; cela revient à faire travailler la matière à $5^k,6$ par cisaillement.

Cette correction serait de peu d'importance en présence d'une forte charge par flexion. En effet, la force P est le quotient du moment m_f par son bras de levier, qui est le rayon de la manivelle, ou la moitié de la course C des pistons ; nous avons donc

$$P = \frac{4.500.000}{\pi C} \frac{F}{N},$$

$$s = \frac{P}{R} = \frac{4.500.000}{\pi C} \frac{F}{N} \frac{1}{R}, \tag{26}$$

ce qui nous donne, très approximativement, en supposant R le même, par cisaillement et par flexion,

$$s = \frac{b h^2}{3 C}.$$

Pour $b = 320$ millimètres,
$h = 560$ »
$C = 1100$ »

nous aurions,

$$b h = 179.200^{mm^2}$$
$$s = 30.400^{mm^2}.$$

Il s'agirait donc d'accroître la section d'encastrement de 17 % seulement.

D'autre part, quand on donne à la section du bras les dimensions b et h simplement calculées à l'aide de la formule (23), on ne tient pas compte de l'accroissement indéfini de b à l'intérieur de l'arbre. A la circonférence de l'arbre, où est le véritable encastrement, le moment de flexion est en général la moitié seulement de ce qu'il est par rapport à l'axe. L'emploi de la formule (23) peut donc dispenser de tenir compte de l'effort de cisaillement.

Nous verrons plus loin, d'ailleurs, qu'il y a en jeu beaucoup de causes de fatigue supérieures à l'effort par cisaillement, dont il n'est pas possible de tenir compte.

En calculant la charge des matériaux à l'aide de la formule (23), on trouve qu'elle varie très notablement d'une machine à l'autre pour les bâtiments de guerre, contrairement à ce qui a lieu pour les arbres.

Le tableau est divisé en trois parties :

1° Manivelles moins chargées que l'arbre;
2° Manivelles chargées comme l'arbre ;
3° Manivelles plus chargées que l'arbre.

TABLEAU XLV. — *Charge des bras de manivelles.*

	Noms des bâtiments	b	h	R
		millim.	millim.	kil.
1°	*Bouvet*	260	440	3,25
	Brennus	320	560	3,28
	Jean-Bart	225	406	3,02
	Sfax	245	480	3,06
	Davout	210	460	3,26
	Galilée	210	340	3,36
	Moyenne			3,20
2°	*Masséna*	240	420	3,72
	Tage	270	530	3,93
	Jurien-de-la-Gravière . . .	200	420	3,84
	Moyenne			3,83
3°	*Charles-Martel*	250	500	4,73
	Alger	190	400	4,94
	Chanzy	185	300	4,69
	Surcouf	170	350	4,87
	Wattignies	150	390	5,27
	Léger	80	190	5,44
	Moyenne			4,99
	Moyenne générale . . .			4,04

Sur les torpilleurs, M. Normand a commencé par charger les manivelles comme les arbres ; il les charge maintenant sensiblement plus fort.

Noms des bâtiments	b	h	R
		millim.	kil.
Chevalier	86	192	3,62
Forban	95	200	5,24
Durandal	109	240	5,22
Moyenne			4,69

Sur les paquebots, les valeurs de R sont assez variables.

Noms des bâtiments	$\frac{F}{N}$	b	h	R
		millim.	millim.	kil.
Normandie	114	378	724	2,46
Champagne	153	380	700	3,50
Touraine	78	310	600	3,00
Navarre	37,5	280	500	2,32
Général-Chanzy	42,5	280	500	2,62
Laos	40,7	280	510	2,40
France	43,0	240	430	3,27
Dupleix	24,8	180	400	3,70
Moyenne				2,90

Les dimensions de la soie, diamètre et longueur, se déterminent, non par des calculs de résistance des matériaux, mais uniquement d'après la valeur adoptée pour le coefficient d'usure Q de la tête de bielle. Les règles, à ce sujet, ont été données au n° 117, et les valeurs numériques, au n° 118, tableau XIX, 1re partie.

En fait, le diamètre de la soie est égal à celui de l'arbre à vilebrequins; sa longueur est égale à son diamètre, ou très peu supérieure.

195. — *Fatigue de la soie et de l'extrémité des bras de manivelles.* — Les deux bras du vilebrequin qui portent la soie sont placés, au point de vue de la transmission des efforts entre l'arbre et la soie, dans des conditions tout à fait différentes l'un de l'autre. De la dissymétrie de leurs fonctions, résultent des déformations assez compliquées, produisant des fatigues par flexion et par torsion, dont la théorie élémentaire des machines ne tient pas compte. Ce sujet a été traité d'une manière assez approfondie dans l'*Étude sur les arbres à manivelles*, de M. Simonot, travail qui mériterait une édition complétée et rectifiée.

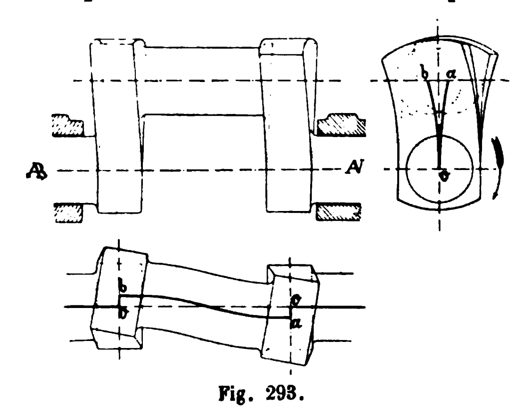


Fig. 293.

Nous supposerons ici l'arbre lui-même absolument rigide et rigoureusement encastré, l'effet de ses déformations devant être étudié plus loin.

La dissymétrie du travail des deux bras varie selon le vilebrequin considéré.

Sur le premier vilebrequin d'une machine à partir de l'avant, le bras arrière seul travaille par flexion, et il transmet à l'arbre la totalité du travail moteur développé sur le piston. Le bras avant supporte la soie et l'empêche de fléchir, dans le sens du rayon seulement ; il ne peut subir aucune flexion, puisque la petite extrémité d'arbre, sur laquelle il est encastré, peut tourner dans son coussinet sans rencontrer de résistance.

Dans ces conditions, les deux bras et la soie doivent se déformer, au cours de la marche, comme le représente la figure 293. La soie, poussée en avant par la bielle, retenue en arrière par son bras arrière seulement, subit nécessairement une certaine flexion par rapport à ce bras, comme encastrement; de plus et surtout, elle tord le vilebrequin tout entier, c'est-à-dire chacun des deux bras, le bras arrière un peu plus que le bras avant. La soie subit elle-même une torsion résultant du déplacement angulaire des deux bras l'un par rapport à l'autre.

La répartition de l'effort exercé par la tête de bielle est modifiée par cette déformation d'une manière qui tend à réduire l'effet produit.

Sur les vilebrequins intermédiaires la transmission du travail exécuté sur l'avant du vilebrequin considéré, qui se fait du bras avant au bras arrière, par l'intermédiaire de la soie, produit la déformation représentée figure 294. Ici, le bras avant conduit la soie en subissant la flexion *oa*, le bras arrière conduit l'arbre en subissant la flexion *ob*. La soie fléchit par rapport aux deux bras pris comme encastrements et les tord

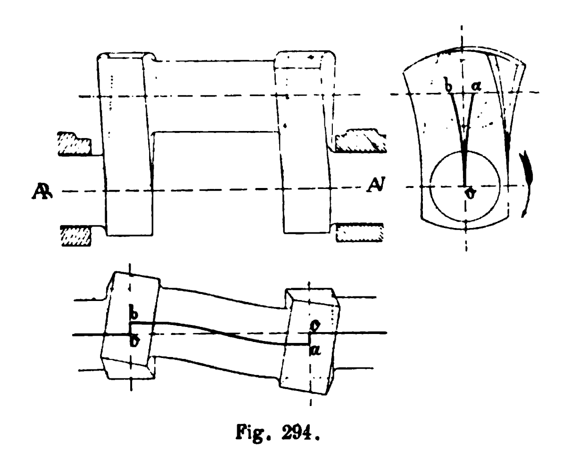


Fig. 294.

egalement l'un et l'autre. Les deux bras s'infléchissent en sens inverse l'un de l'autre, en même temps qu'ils se tordent dans le même sens. La soie elle-même subit une torsion, plus grande que dans le cas précédent, qui résulte de la flexion des deux bras.

Ces déformations, qui échappent nécessairement à tout procédé de mesure, permettent seules de comprendre comment l'extrémité des manivelles, avec des échantillons égaux à ceux d'encastrement sur l'arbre, est exposée à des fatigues qui peuvent aller jusqu'à produire la rupture.

La longueur $\frac{C}{2}$ de la manivelle est à peine supérieure, quand elle l'est, à la somme des rayons de la soie et de l'arbre. Il en résulte que la

flexion, telle que nous venons de la calculer selon l'usage établi, peut à peine se produire dans la réalité. La charge principale se produit souvent par cisaillement. Si la charge des matériaux, en effet, résultait uniquement des moments de flexion exprimés par la formule (23). les soies de manivelles et la portion adjacente des bras supporteraient des charges presque nulles. Les choses se passent différemment dans la pratique, et l'on a des exemples assez fréquents de rupture à la jonction de la soie et de la manivelle. Les figures 295, 296 montrent les deux manières dont les fentes se produisent, ainsi que les réparations de fortune qui se font

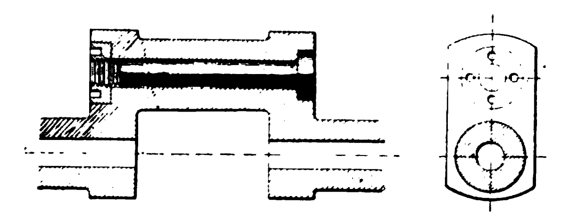


Fig. 295.

en cours de navigation, et qui permettent de continuer à marcher à petite vitesse.

Il est vraisemblable que des défauts de fabrication, parfois apparents,

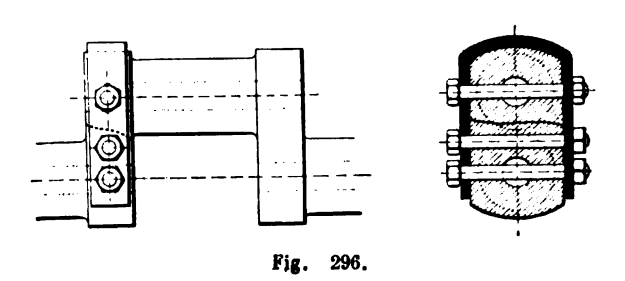


Fig. 296.

sont toujours pour une grosse part dans la rupture des manivelles, soit à la jonction avec la soie, soit à la jonction avec l'arbre, le dernier cas se rencontrant plus rarement.

Sur les arbres en une seule pièce, les défauts étaient très difficiles à éviter autrefois, avec le fer doux, dans l'opération du forgeage. On n'en est pas à l'abri sur les arbres en acier coulé et forgé parce que le façonnage des vilebrequins amène le cœur du lingot précisément sur la ligne qui sépare, dans la manivelle, l'attache de la soie de l'attache de l'arbre.

Le seul moyen d'avoir des pièces parfaitement saines est, comme nous le verrons au n° 221, de faire le vilebrequin d'assemblage, en forgeant séparément chaque bras, et la soie elle-même.

196. — *Arbre à vilebrequins et ligne d'arbres. Détermination du diamètre, d'après le moment de torsion.* — Le diamètre des arbres se détermine d'après le moment de flexion auquel ils sont destinés à résister. La fatigue réelle dépend, non seulement de la torsion, mais encore de flexions très complexes, mal connues, plus sujettes que la torsion à atteindre des valeurs anormales dangereuses.

Le moment de torsion moyen m, pendant un tour de la machine, multiplié par 2π est égal au travail en kilogrammètres pendant un tour complet; nous avons donc en continuant à prendre le millimètre comme unité générale des longueurs, et, par suite le kilogramme-millimètre comme unité de travail,

$$(21) \qquad m = \frac{4.500.000}{2\pi} \frac{F}{N},$$

F étant la puissance habituelle, en chevaux, à l'indicateur.

Le moment de résistance à la torsion, pour une charge R en kilogrammes par millimètre carré à la surface de l'arbre, d'après le moment d'inertie I de la section autour de l'axe,

$$(26) \qquad I = \frac{\pi D^4}{32},$$

D étant le diamètre en millimètres, a pour valeur

$$(27) \qquad R \frac{\pi D^3}{16} = m.$$

Si l'arbre est creux, D étant le diamètre extérieur et d le diamètre de la cavité, le moment est,

$$(27 \text{ bis}) \qquad R \frac{\pi (D^3 - d^3)}{16} = m.$$

Nous avons donc, pour déterminer la valeur moyenne de R dans le cas de l'arbre plein,

$$(28) \qquad R \frac{\pi D^3}{16} = \frac{4.500.000}{2\pi} \frac{F}{N},$$

équation dont on se sert habituellement.

La valeur maximum de R s'obtiendrait en considérant, au lieu du moment moyen de rotation m, le moment maximum $\mathfrak{M}$, qui tient compte de l'effet du poids des pièces et des forces d'inertie, en même temps que du travail de la vapeur, et qui, pour l'ensemble d'une machine, dépend à un haut degré du calage des manivelles. Pour passer de la valeur moyenne de R à sa valeur maximum, il suffit de multiplier m par le coefficient d'irrégularité, tel qu'il est défini au n° 96.

Les valeurs numériques calculées au n° 96, pour le rapport $\frac{\mathfrak{M}}{m}$ sont

Brennus	1.20
d'Assas	1,08
Kaiser-Wilhelm-der-Grosse	1,19

On admet que le coefficient d'irrégularité, après qu'on s'est appliqué à le réduire le plus possible,lors de l'étude des moments individuels des cylindres et du calage relatif des manivelles, diffère assez peu, d'un navire à l'autre, pour qu'il ne soit pas nécessaire d'en tenir compte.

L'équation (27) peut s'écrire

$$D^3 R = \frac{16}{\pi} \frac{4.500.000}{2\pi} \frac{F}{N},$$

ou, en effectuant les calculs,

$$(28) \qquad D^3 R = 3.648.000 \frac{F}{N};$$

cette formule sert, soit à calculer R en fonction de D, soit à déterminer D, si l'on se donne R.

En faisant

$$R = 3^k,648,$$

ce qui équivaut à avoir une charge R de 4 kilogrammes pour un coefficient d'irrégularité égal à 1,10, l'expression de D prend la forme très simple,

$$(29) \qquad D = 100 \sqrt[3]{\frac{F}{N}},$$

qui sert fréquemment au calcul de D.

Plus généralement, on peut exprimer D par la formule empirique

$$(30) \qquad D = K \sqrt[3]{\frac{F}{N}},$$

ou, dans le cas d'un arbre creux,

$$\sqrt{D^3 - d^3} = K \sqrt[3]{\frac{F}{N}},$$

en admettant que le coefficient K varie selon les circonstances.

Pour les navires de guerre français, à l'exception des torpilleurs, le coefficient K est bien réellement constant et égal à 100. Le calcul fait sur trente machines de puissances variées, avec des arbres pleins ou creux, avec deux, trois ou quatre manivelles, a donné une moyenne égale à 100, Les valeurs extrêmes sont 95 et 105. Il est donc inutile de transcrire ici un tableau qui serait sans intérêt.

Pour les torpilleurs choisis dans les modèles récents, *Chevalier*, *Forban*, *Durandal*, le coefficient K n'est pas moins constant, mais sa valeur est égale à 64 seulement.

Les paquebots présentent des valeurs de K moins régulières. Nos transatlantiques se distinguent par la grosseur des arbres de certains navires surtout de la *Normandie*; on peut en juger par le tableau suivant :

Noms des Bâtiments	D	F	N	K
	millim.	chevaux	tonnes	
Kaiser-Wilhelm-der-Grosse . . .	600	14200	77,2	103,3
Normandie	600	6947	60,9	123,7
Champagne	580	9400	61,6	108,5
Touraine.	516	6033	77,5	120,8
Navarre	400	3400	90,5	119,4
Général-Chanzy.	410	3948	93,0	117,5
Moyenne				115,5

Il est bien clair que le moment de torsion ainsi employé au calcul de la valeur de D, n'est réellement exercé que sur l'extrémité de l'arbre, à l'arrière de son dernier vilebrequin, ou plutôt de son dernier palier arrière. En avant du dernier vilebrequin, le moment de torsion moyen diminue, après le passage devant chaque cylindre de tout l'effet du travail F de ce cylindre. Le moment de torsion maximum diminue moins vite, parce que le coefficient d'irrégularité augmente ; on pourrait trouver sa valeur dans chaque entre-deux de cylindres, pour le *Brennus*, le *d'Assas*, le *Kaiser-Wilhelm-der-Grosse*, à l'aide des figures 159, 161 et 165.

D'autre part, l'arbre à vilebrequins est soumis, sur toute sa longueur, à des moments de flexion longitudinale dont l'intensité est difficile à calculer, comme nous le verrons au n° 197. On s'appuie sur l'existence de ces moments pour justifier l'usage, commode au point de vue des rechanges de coussinets, de conserver le même diamètre sur toute la longueur. Quelques constructeurs adoptent cependant deux diamètres différents, la portion avant de l'arbre ayant un diamètre moindre d'un dixième environ.

Le moment de torsion produit par la machine s'exerce intégralement sur les arbres intermédiaires et l'arbre porte-hélice ; on peut seulement admettre que l'effet du coefficient d'irrégularité va en s'atténuant à mesure qu'on marche vers l'arrière, et que, d'autre part, des causes de fatigue plus graves surgissent à l'extrémité arrière près de l'hélice.

L'arbre porte-hélice reçoit toujours un diamètre égal à celui du vilebrequin, parfois même un diamètre plus fort ; cette mesure de prudence est facile à justifier.

Le tableau suivant donne le diamètre de quelques arbres creux, ainsi que celui de leur cavité intérieure.

Noms des bâtiments	Arbre à vilebrequins		Arbre intermédiaire	
	D	d	D	d
Brennus	450	180	510	360
Jeanne-d'Arc	420	220	420	220
Bouvet	350	150	350	150
Dupuy-de-Lôme	340	200	340	200
Bugeaud	340	160	340	160
Jurien-de-la-Gravière	320	140	320	140
Galilée	270	100	270	100
Cassini	220	»	220	120
D'Iberville	205	»	215	120

Sur le *Brennus*, on remarquera que, si les arbres intermédiaires ont un diamètre extérieur plus grand que celui des arbres à vilebrequins, ils sont, par contre, beaucoup plus évidés. Sur le *Cassini* et le d'*Iberville*, les arbres intermédiaires sont creux et les arbres à vilebrequins sont pleins. Sur les trois bâtiments, la section des arbres intermédiaires est plus petite que celle des arbres à vilebrequins.

Quand les arbres sont pleins, on donne très souvent aux arbres intermédiaires un diamètre inférieur du vingtième à celui des arbres à vilebrequins, ce qui correspond à une résistance à la torsion inférieure dans le rapport 0,86.

Les arbres intermédiaires peuvent être faits à un diamètre moindre, non seulement parce qu'ils supportent des efforts moindres, mais aussi parce qu'ils sont plus sains que les arbres coudés.

M. Seaton propose, pour calculer le diamètre du vilebrequin, des formules tenant compte à la fois de la torsion et de la flexion longitudinale ; les deux effets sont combinés en un couple de torsion résultant, ayant pour moment $\mathfrak{M}$, selon la formule connue,

$$\mathfrak{M} = \frac{3}{8}\mathfrak{M}_f + \frac{5}{8}\sqrt{\mathfrak{M}_f^2 + \mathfrak{M}_t^2}. \tag{31}$$

Le couple de torsion $\mathfrak{M}_t$, de beaucoup le plus important, est calculé en tenant compte du coefficient d'irrégularité, dont M. Seaton indique la valeur variant de 1,70 à 1,26 pour divers systèmes de machines à deux et à trois cylindres.

Le couple de flexion $\mathfrak{M}_f$ est calculé, en supposant que l'arbre reçoit dans les paliers un encastrement parfait, de telle sorte qu'une pression P exercée par la tête de bielle entre deux faces de paliers espacés de la distance l produit, à chaque encastrement, le moment approximatif,

$$\frac{P}{2} \times \frac{l}{4} = \frac{Pl}{8}.$$

La valeur de $\mathfrak{M}$ étant ainsi établie, celle de D est donnée, d'après l'équation (27), par la formule

$$(82) \qquad D = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{\mathfrak{M}}{R}} = \sqrt[3]{5,1 \frac{\mathfrak{M}}{R}}.$$

Les valeurs adoptées pour R sont les suivantes :

	DIAMÈTRE	
	au-dessous de 305 millim.	au-dessus de 305 millim.
Arbres en fer forgé.	$6^k,32$	$5^k,62$
— en acier forgé de paquets	7 ,09	6 ,32
— en acier forgé d'un lingot	8 ,43	7 ,03

Dans l'exemple, choisi par M. Seaton, d'une machine à deux cylindres ayant un coefficient d'irrégularité de 1,27, le rapport du moment résultant calculé au moment moyen m de la formule (21) est,

$$\frac{1\ 606.700}{1.050.000} = 1,55.$$

La valeur attribuée à R est $5^k,62$. La valeur de D est donc celle que donnerait la formule (28), en y attribuant à R la valeur

$$\frac{5,62}{1,55} = 3^k,626.$$

Le calcul de M. Seaton conduit ainsi au même résultat que l'application de la formule (29).

Pour les arbres intermédiaires, M. Seaton s'en tient à la simple application de la formule (30), en tenant compte du coefficient d'irrégularité dans les valeurs attribuées à K. Il indique, pour les machines ordinaires de la marine marchande, dont les arbres sont probablement supposés en fer forgé, des valeurs de K, que nous avons transformées pour les appliquer aux mesures métriques françaises, et inscrites dans le tableau de la page suivante.

Les premiers de ces nombres, qui montrent bien le soin minutieux des calculs de M. Seaton, peuvent être adoptés dans l'application de la formule (30).

M. Seaton admet que, pour les torpilleurs et les contre-torpilleurs, le coefficient K peut descendre à 50 environ, c'est-à-dire sensiblement au-dessous du chiffre 64 adopté par M. Normand.

	Pression avec chaudière	Détente Δ	K
1° Machines à détente triple, trois manivelles calées à 120°	10k,5	10 à 12	101
Machines à détente triple, trois manivelles calées à 120°	11 25	11 à 13	102
Machines à détente triple, trois manivelles calées à 120°	12 0	12 à 15	103
2° Machines compound à deux manivelles. .	4 9	6 à 7	105
— — .	5 6	7 à 8	106
— — .	6 3	8 à 9	107
3° Machines à détente simple, deux cylindres.	4 0	5	114
4° Machines compound en tandem, une seule manivelle	5 6	»	116

197. — ***Moments de flexion de l'arbre à vilebrequins.*** — Nous nous bornerons ici à indiquer la nature des principales flexions auxquelles l'arbre à vilebrequins est soumis, l'étude complète de ces flexions n'ayant pas conduit jusqu'ici à des conclusions pratiques pour les constructeurs.

Ces flexions sont dues à deux causes :

1° La force exercée par la tête de bielle sur chaque manivelle, comme il est indiqué sur les figures 152 et 153. Cette force, transmise par la manivelle à l'arbre et par l'arbre aux paliers, est l'origine des trépidations de la coque étudiées au chapitre VI, nos 98 et suivants. La figure 182 donne, à chaque instant, la valeur de la composante verticale de cette force, pour chacun des cylindres d'un grand paquebot.

2° La force exercée par la soie de chaque manivelle sur son bras arrière, pour transmettre le moment moteur produit par les pistons à vapeur situés sur l'avant de la manivelle considérée. Cette force produit sur l'arbre une flexion indépendante de la torsion, parce que le jeu laissé dans les coussinets ne permet pas de regarder l'arbre comme exactement encastré dans ses paliers.

Pour distinguer les flexions produites par ces deux causes, nous prendrons d'abord les deux portions d'arbres adjacentes à la manivelle avant, qui n'est soumise qu'à la première des deux forces considérées.

Soit P, fig. 297, la force exercée par la tête de bielle, que nous supposerons appliquée en *c* au milieu de la longueur de la soie *ab*. Cette force ne peut produire, comme nous avons vu, aucune flexion sur le bras de manivelle avant, mais elle fait fléchir la soie et le bras de manivelle arrière.

Dans la position donnée à la manivelle, sur la figure 297, la force P, dirigée de bas en haut, produit deux effets sur la portion arrière de l'arbre ; elle le soulève de tout le jeu des coussinets, ensuite elle le fait fléchir ; elle amène ainsi son axe de O en O_2. Dans la partie avant de l'arbre, l'axe est simplement soulevé de tout le jeu du coussinet ; il ne peut pas y avoir de flexion, puisqu'il n'y a pas de résistance à la torsion.

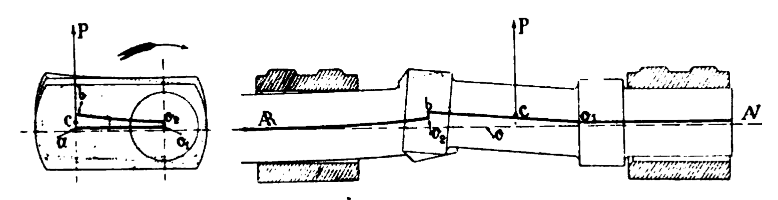


Fig. 297.

Dans les vilebrequins intermédiaires et surtout le vilebrequin arrière, la manivelle avant, qui transmet un puissant moment de rotation, subit de la part de la soie la réaction P_1, qui, transmise à l'arbre, en fait passer l'axe de O ou O_2, par mouvement de jeu et flexion à partir du portage sur le palier. De même, le bras arrière, poussé par la soie dans le sens du mouvement, transmet à la portion arrière de l'arbre la pression P à laquelle il est soumis, et fait passer son axe de O en O_1 par mouvement de jeu et flexion.

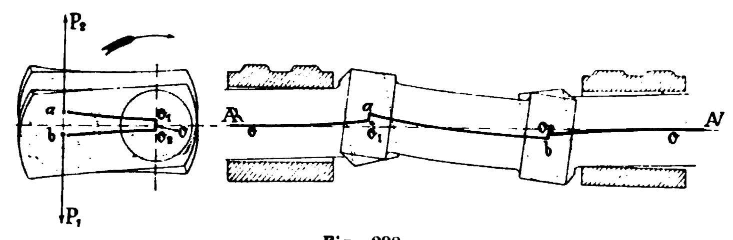


Fig. 298.

Les deux flexions considérées, l'une produite par la bielle, l'autre venant de l'avant, s'ajoutent d'ailleurs sur la portion de l'arbre en arrière de chaque vilebrequin.

Ces flexions de l'arbre à vilebrequins, dont les figures 297 et 298 ne représentent que le principe, sont combattues par toute la résistance propre des vilebrequins, bras de manivelles et soies ; de là, les défor-

mations par torsion et par flexion du vilebrequin qui accompagnent nécessairement la déformation de l'arbre. Si le jeu dans les coussinets était suffisant pour permettre à l'arbre de garder, entre deux vilebrequins, une direction rectiligne, du point O_1 de l'un au point O_2 du suivant, ces deux points étant déterminés par les déformations maxima que permet la déformation du vilebrequin, il n'y aurait pas de flexion de l'arbre proprement dite. Les directions entre les points O seraient alors assurées par de simples contacts, alternativement en haut et en bas, sur les coussinets. Comme on s'attache avant tout, à supprimer les battements et les chocs, on limite toujours en pratique le jeu au strict indispensable pour empêcher les échauffements ; la petite augmentation de fatigue qui en résulte pour l'arbre est compensée par une diminution de fatigue des vilebrequins.

Les considérations précédentes n'ont pas servi jusqu'ici pour déterminer la section des boulons des paliers. On se contente, pour le calcul de ces sections, de supposer que les boulons résistent simplement à l'effort exercé par la tête de bielle sur la manivelle comprise entre deux paliers ; on attribue à la moitié des deux paliers voisins de la manivelle la fonction de résister à cet effort ; on proportionne la section des boulons à l'effort résultant de ces hypothèses, à raison d'une charge de $2^k,5$ à 3 kilogrammes par millimètre carré de la section au fond des filets.

198. — *Ligne d'arbres. Poussée et moments de flexion.* — Les arbres sur l'arrière du vilebrequin, dont le diamètre se termine d'après l'effort de torsion moyen, comme nous l'avons vu au n° 196, ne sont pas soumis aux déformations complexes de l'arbre à vilebrequins; ils présentent toutefois quelques causes de fatigue particulières qui méritent l'attention du calculateur.

Nous rencontrons tout d'abord la poussée de l'hélice P, qui atteint une grande intensité sur quelques bâtiments modernes. Sur la *Jeanne-d'Arc*, à toute vitesse, par exemple, d'après la formule (4) du chapitre VI, nous trouvons,

$$(33) \qquad P = 100 \frac{F}{U_r} = 122.007 \text{ kilogrammes.}$$

Pour les arbres eux-mêmes, la poussée n'est pas une cause de fatigue bien sérieuse, puisque la section totale des trois arbres de la *Jeanne-d'Arc* s'élève à 301.293 millimètres carrés, ce qui réduit la charge par millimètre carré à $0^k,404$.

Pour les tirants filetés qui supportent les anneaux en fer à cheval des

paliers de butée, la section totale étant de 42.528 millimètres carrés seulement, la charge s'élève à $2^k,87$, chiffre qu'il conviendrait évidemment de ne pas dépasser beaucoup. La section des boulons d'attache des paliers de butée sur la coque, doit être également déterminée avec soin.

Le développement nécessaire aux anneaux de la butée se détermine uniquement par la considération du coefficient d'usure Q dont la valeur numérique est donnée dans la deuxième partie du tableau XIX, page 233. Au cas où la pression sur un anneau deviendrait excessive, on en serait prévenu par un échauffement local, bien avant tout danger de rupture.

On donne, d'ailleurs, aux collets de butée, des profils indiqués par les lois de la résistance des matériaux, comme le montre la figure 202, bien que la racine de ces collets ne subisse qu'un faible effort, soit par flexion, soit par cisaillement.

Il faut ensuite tenir compte de la flexion qui peut se produire entre deux paliers très éloignés l'un de l'autre.

Si les différents bouts d'arbre étaient parfaitement jonctionnés ensemble et les paliers également espacés, la ligne d'arbre se déformerait par flexion suivant une sinusoïde régulière, dont les sommets supérieurs tomberaient sur les paliers, fig. 299. En assimilant les paliers, à de simples points de support, la flèche maximum, entre deux paliers aurait pour expression.

$$f = \frac{5}{384} \frac{p L^4}{EI}. \qquad (34)$$

Fig. 299.

Nous prendrons le millimètre pour unité de longueur.

L est la distance entre les paliers,

E le coefficient d'élasticité du métal, 22.000 environ,

p le poids de l'arbre en kilogrammes par millimètre, qui est aussi le poids en tonnes par mètre courant.

$p = 0{,}061\ D^2$, pour les arbres pleins,

$p = 0{,}061\ (D^2 - d^2)$, pour les arbres creux.

D et d sont comptés en décimètres dans le calcul de p.

I est le moment d'inertie de la section, égal à la moitié du moment d'inertie par rapport à l'axe dans la résistance à la torsion.

Nous avons,

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \text{ pour les arbres pleins,} \qquad (35)$$

$$I = \frac{\pi (D^4 = d^4)}{64} \text{ pour les arbres creux,} \qquad (35\ bis)$$

D étant ici compté en millimètres.

La charge maximum de la matière, aux sommets de la sinusoïde, est exprimée en fonction, de la flèche f ou du moment d'inertie I, par les formules

(36) $$R = 4{,}8\ E \frac{D}{L^2} f,$$

$$R = \frac{24}{384} \frac{p D L^2}{I}.$$

L'application de ces formules, en supposant

$$p = 1^k{,}625$$
$$L = 12.000 \text{ millim.}$$
$$D = 500 \text{ millim.}$$
$$d = 0{,}000$$
$$I = 3.068.000.000,$$

donne

$$f = 5^{mm}{,}17$$
$$R = 1^k{,}894.$$

Une charge de $1^k{,}9$ est très modérée, mais s'il arrive que, par suite d'usure, un palier intermédiaire cesse de porter, et que L passe, par suite, de 12 à 24 mètres, R passe de $1^k{,}9$ à $7^k{,}6$. Comme la flèche passe en même temps de $5^{mm}{,}17$ à $82^{mm}{,}6$, la charge debout due à la poussée ajoute par flexion une charge de $0^k{,}7$ environ, ce qui fait un total de $8^k{,}3$; cette dernière charge est supérieure à ce qui est accepté pour les pièces de machine les plus chargées.

La flèche la plus intéressante à connaître est celle que prend l'arbre extérieur, du palier de sortie O' au support d'hélice O. Du côté O, l'arbre, au lieu de former une seconde sinusoïde est simplement chargé par l'hélice P, dont le poids a pour moment Pa.

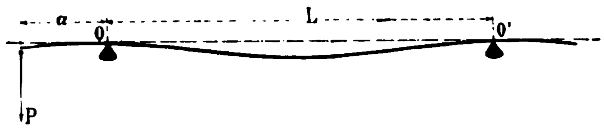


Fig. 299 *bis*.

En supposant une tangente horizontale avec encastrement en O', avec un simple appui en O, d'après les calculs de M. Gayde, les formules (34) et (36) deviennent

(37) $$f = \frac{L^2 (2 p L^2 - 13{,}5\ P_a)}{384\ E I},$$

(38) $$R = 96\ E \times \frac{D f}{2\ L^2 - 13{,}5 \frac{P a}{p}}.$$

La charge maximum R s'exerce, cette fois, au point O' seulement.

L'application de ces deux formules à deux paquebots et à trois bâtiments de guerre a donné les résultats suivants :

Tableau XLVI

Charge des arbres par flexion.

Noms des bâtiments	L	D	*d*	P	*p*	*a*	*f*	R
	m/m	m/m		kil.	kil.	m/m	m/m	kil.
Touraine	11.390	500	000	17.500	17.438	1350	0,2	0,814
Navarre	10 720	400	000	8.200	10 495	1250	0,9	3,308
Saint-Louis . . .	12.680	350	150	7 000	7.768	1200	2,3	5,091
Du Chayla . . .	14.000	350	180	4.300	8.297	1000	1,8	3,394
Galilée	11.729	300	180	2 500	4.425	1000	1,2	2,762

Il existe, pour une hélice de poids P, une distance particulière *a* en arrière de la face arrière du palier O, telle que le moment P*a* contrebalance le poids de l'arbre de longueur L, et que la charge supportée par le palier P' soit la même, aux deux extrémités avant et arrière de ce palier. L'adoption de cette distance *a*, qui assure la descente de l'arbre parallèlement à lui-même, quand le coussinet s'use, a un certain intérêt,

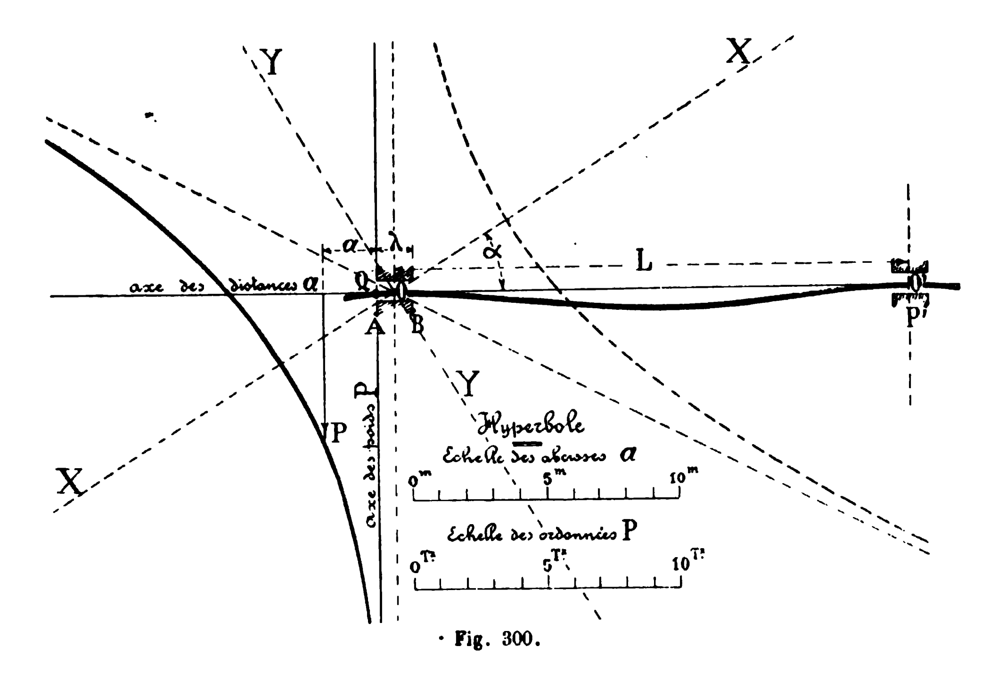


Fig. 300.

surtout quand elle conduit à rejeter l'hélice en arrière et à la placer dans de meilleures conditions de rendement.

Le calcul rigoureux de *a*, fait par M. Gayde, présente une certaine complication, parce que l'égalité des pressions en A et en B, figure 300, ne conduit pas nécessairement à avoir le sommet de la courbe de flexion en O, au milieu de la longueur du palier. Nous supposerons ce sommet en O_1 en même temps que nous négligerons la longueur du palier O', de manière à donner à L la même signification que précédemment.

L'équation d'équilibre entre les deux moments qui s'exercent sur l'arbre, de part et d'autre au point O est,

$$(39) \quad P\left(a+\frac{\lambda}{2}\right)+\frac{1}{2}p\left(a+\frac{\lambda}{2}\right)^2 = 0{,}2886\,p\,L \times 0{,}2114\ L,$$

parce que l'on a

$$O\,D = 0{,}2114\ L',$$
$$D\,E = 0{,}2886\ L.$$

L'équation (39) peut s'écrire

$$P\left(a+\frac{\lambda}{2}\right)+\frac{1}{2}\,p\left(a+\frac{\lambda}{2}\right)^2 = \frac{p\,L^2}{12},$$

ou, en développant,

$$(40) \qquad \frac{1}{2}pa^2+Pa+\frac{1}{2}p\,\lambda a+\frac{1}{2}\lambda\,P+p\left(\frac{\lambda^2}{8}-\frac{L^2}{12}\right)=0,$$

Ces équations sont homogènes, parce que le produit de *p* par une longueur, λ ou L, représente un poids.

L'équation (40) donne la relation entre les deux variables *a* et P considérées comme fonctions l'une de l'autre, qui satisfait à la condition cherchée.

Cette équation représente une hyperbole dont les asymptotes CM, CN, fig. 300, sont parallèles aux deux directions,

$$(41) \quad \begin{cases} 1^\circ \quad a = P = -\dfrac{pa}{2}, \\[2ex] 2^\circ \quad a = -\dfrac{2\,P}{p}\,. \end{cases}$$

Par rapport aux deux axes de coordonnées QX et QY, des variables *a* et P, les coordonnées du centre de l'hyperbole sont,

$$(42) \quad \begin{aligned} x_0 &= -\frac{\lambda}{2}, \\ y_0 &= 0. \end{aligned}$$

Le coefficient angulaire du grand axe OX de l'hyperbole est donné par la relation,

$$\text{(43)} \qquad \text{Cotang } 2\,\alpha = \frac{p}{2}.$$

Enfin les deux axes de l'hyperbole ont pour valeur,

$$\text{(44)} \qquad \sqrt{\frac{p\,L^2}{3\,(p + \sqrt{p^2+4})}} \quad \text{et} \quad \sqrt{\frac{p\,L^2}{3\,(p - \sqrt{p^2+4})}},$$

de telle sorte que l'équation de l'hyperbole rapportée à ses propres axes est,

$$\text{(45)} \qquad \frac{3\,(\sqrt{p^2+4}+p)}{p\,L^2}\,x^2 - \frac{3\,(\sqrt{p^2+4}-p)}{p\,L^2}\,y^2 = 1.$$

Nous avons représenté, sur la figure 300, cette hyperbole, dont une seule branche est utile. La valeur du poids p est supposée égale à 500 kilogrammes. La longueur λ est égale à $1^m,30$. La longueur L est égale à $16^m,9$; cette dernière longueur n'a pas été portée à l'échelle de la figure.

On voit, sur la figure comment le poids de l'hélice va en diminuant à mesure que a augmente, comment il s'annule au delà du point où l'hyperbole coupe l'axe QX et comment il devient ensuite négatif.

Lorsque le poids P et très grand, a devient négatif ; il faut en effet que la force P tombe dans l'intérieur du palier pour donner la même pression sur A et sur B. Pratiquement, cette circonstance se rencontre, avec les valeurs usuelles de P, lorsque la longueur L est faible. Il y a donc intérêt, à ce point de vue, à ne pas placer de support intermédiaire trop près du support de l'hélice, parfois même à ne pas établir de support intermédiaire du tout.

Si nous appelons N la pression égale en A et en B, exercée par le poids de l'hélice et de l'arbre sur chacune des extrémités du palier, nous avons,

$$\text{(46)} \qquad N = \frac{1}{2}\left[P + p\left(a + \frac{\lambda}{2} + \frac{L}{2} \right) \right];$$

la flèche de l'extrémité arrière de l'arbre portant l'hélice est,

$$\text{(47)} \qquad f = \frac{\frac{1}{3}P\left(a+\frac{\lambda}{2}\right)^3 + \frac{1}{8}p\left(a+\frac{\lambda}{2}\right)^4 - \frac{1}{24}N\lambda^2\,(3\,a+\lambda)}{E\,I}.$$

La charge maximum de la matière est, pour un arbre creux,

$$\text{(48)} \qquad R = 10{,}183\,\frac{D}{D^4-d^4}\left[\left(P+\frac{pa}{2}+\frac{p\lambda}{4}\right)\left(a+\frac{\lambda}{2}\right) - \frac{N\lambda}{2}\right],$$

Sur la portée L, la flèche est

(49) $$f_1 = \frac{0{,}00255\, p\, L^4 - \frac{1}{24} N \lambda^2 (0{,}6342\, L + \lambda)}{L\, l},$$

et la charge maximum de la matière, qui a lieu en O, est

(50) $$R_1 = 0{,}85 \frac{D}{D^4 - d^4}\, p\, L^2.$$

Ces formules ont été appliquées aux hélices du *Jurien-de-la-Gravière*, qui ont leur centre de gravité à $1^m,45$ en arrière des supports, ce qui satisfait très sensiblement à l'équation (40) ; la valeur de a donnée par cette équation serait $1^m,52$.

Les mêmes calculs numériques, exécutés par M. Gayde pour quelques autres bâtiments mis récemment en chantier, ont donné les résultats suivants :

TABLEAU XLVII

Calcul du porte-à-faux des hélices.

Noms des bâtiments	P	$p \times 100$	L'	Porte-à-faux a		Avec le porte-à-faux calculé	
				réel	calculé	f	R
	kilog.	kilog.	millim.	millim.	millim.	millim.	kilog.
Dupetit-Thouars . . .	6600	680	11700	1500	856	0,28	1,34
Gueydon	10700	590	11700	»	»	»	»
Kléber	6200	530	13225	1500	916	0,25	1,25
Desaix	9700	550	13225	»	»	»	»

La longueur L' est comptée de la face avant du coussinet O à la face arrière du coussinet O'.

Des porte-à-faux de ce genre ont été donnés aux hélices des gardes-côtes Japonais type *Matsoushima*, avec un résultat satisfaisant ; ils sont favorables au bon rendement des hélices en même temps qu'à l'usure régulière des paliers ; ils doivent rester toujours, d'ailleurs, dans des limites très modérées, même au cas où l'application de la formule (40) conduirait à une grande valeur, parce qu'il faut craindre l'effet de la pression exercée latéralement dans le coussinet, lorsqu'au tangage l'hélice est partiellement émergée.

Nous n'avons considéré que la flexion due au poids des arbres entre deux supports. Sur les bâtiments en bois, les supports eux-mêmes se déplaçaient par suite des déformations de la coque, et obligeaient les arbres à prendre des flèches parfois très grandes. Il arrivait par exemple qu'en ridant les haubans d'un mât, on faisait descendre de $0^m,10$ et

même davantage un palier d'arbre intermédiaire, par rapport à sa position primitive. Dans ces conditions, il était indispensable d'articuler les arbres les uns sur les autres dans une certaine mesure ; on plaçait au moins un joint à la cardan à l'arrière du vilebrequin. Actuellement, la flexion des coques en fer est très faible ; elle ne peut imprimer à l'arbre qu'une fatigue très inférieure à celle de la coque elle-même, si le montage de l'arbre est bien fait. L'emploi des joints à la Cardan est à peu près abandonné.

199. — *Clavetage et accouplements.* — Les calculs de résistance de matériaux relatifs aux arbres de la machine, complétant la détermination des principaux éléments, portent d'abord sur le clavetage de toutes les pièces entraînées par torsion, hélice, tourteaux et manchons de jonction fixes ou mobiles, manivelles, etc.

Les clavettes, exactement ajustées dans leurs mortaises, ne travaillent que par cisaillement. Une épaisseur égale à la moitié de leur largeur suffit pour les bien assujettir. Leur résistance est proportionnelle au produit de leur longueur l par leur largeur b ; le moment de cette résistance est,

(51) $$R_1 l b \times \frac{D}{2}.$$

On dispose généralement deux clavettes à 180° l'une de l'autre, afin que la résistance totale ne produise qu'un couple de torsion, sans aucun moment de flexion. Le moment total, qui peut être égalé au moment moteur moyen, est ainsi,

(52) $$R_1 l b D = \frac{4\,500\,000}{2\pi} \frac{F}{N}.$$

La charge de rupture par cisaillement des métaux est environ les trois quarts seulement de la charge par allongement ; mais, comme les clavettes ne sont soumises à aucun des efforts par flexion et autres, qui s'ajoutent à la torsion pour les pièces principales, on peut, sans danger, accepter pour R_1 les valeurs les plus élevées admises pour R sur les autres pièces. On peut compter d'ailleurs, pour les clavettes, sur la qualité parfaite du métal.

Les clavettes sont toujours arrondies sur les angles, afin que les rainures aient elles-mêmes des congés.

En calculant la charge R_1, d'après exécution, on trouve des chiffres très variables, ce qui s'explique par le peu de difficulté qui se rencontre à élargir les clavettes.

Le clavetage des moyeux d'hélices est généralement très peu chargé,

à 2 kilogrammes en général, parfois moins ; les charges de 3 à 4 kilogrammes sont rares, celles de 6 kilogrammes tout à fait exceptionnelles. Une épaisseur de clavettes un peu forte est nécessaire dans le bronze, pour éviter le matage sur le can de la clavette.

Le clavetage des manchons, en fer et en acier, supporte généralement une charge moyenne de 3 à 6 kilogrammes, d'après la formule (52).

M. Seaton recommande comme chiffre unique, la limite de 7 kilogrammes, qui est certainement sans danger. On devrait seulement diminuer la charge, pour le clavetage des manchons d'embrayage mobiles, qui présente nécessairement un peu de jeu et qui est soumis à l'usure.

Le clavetage transversal, nécessaire pour assurer la tenue des pièces longitudinalement, ne coopère à la résistance à la torsion que dans une proportion négligeable. Ce clavetage travaille généralement peu ; sur le moyeu des hélices, qui est serré entre un emmanchement conique et un écrou, il ne supporte la poussée, ni dans la marche en avant, ni dans la marche en arrière.

Le clavetage sur l'arbre des bras de manivelles, lorsque les vilebrequins sont faits d'assemblage, est déterminé d'après la règle qui précède,

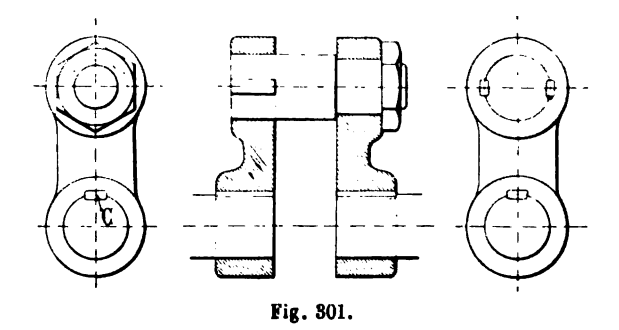


Fig. 301.

mais avec une clavette seulement en C, pour ne pas affaiblir le manchon.

L'épaisseur e du manchon se détermine d'après la valeur à donner au moment résistant $\mathfrak{M}$, à l'aide de l'équation,

$$R \times le \frac{D+e}{2} = \mathfrak{M}.$$

La résistance R étant une résistance par allongement, comme dans la torsion de l'arbre, il est permis d'égaler le moment à celui de torsion, en supprimant le facteur R, ce qui donne

(53) $$le \frac{D+e}{2} = \frac{\pi D^3}{16}.$$

En attribuant à l la valeur habituelle égale à D, cette équation devient

$$e^2 + De - \frac{\pi D^2}{8} = 0 ,$$

elle donne pour e, l'expression

$$e = -\frac{D}{2} + \sqrt{\frac{D^2}{4} + \frac{\pi D^2}{8}} = D\,(1{,}018 - 0{,}5),$$

ou, en effectuant,

(54) $$e = 0{,}52\,D.$$

Les soies, qui dans le cas des vilebrequins d'assemblage sont elles-mêmes des pièces rapportées, peuvent se passer de clavetage, car il n'y a pas de grands inconvénients à ce qu'elles tournent dans leur emmanchement. Il est préférable toutefois de les claveter, et, dans ce cas, le clavetage doit être assez robuste pour résister au moment de torsion, dont nous avons constaté l'existence, n° 195.

Les manivelles étant emmanchées à chaud sur l'arbre et la soie, le serrage produit un frottement énergique qui s'ajoute à la résistance des clavettes. Il importe que ce serrage soit assez modéré pour ne pas imposer au métal extérieur une tension permanente dangereuse.

Les tourteaux de jonction présentent une couronne de boulons d'attache dont le diamètre, à l'axe des boulons, est généralement le double du diamètre de l'arbre. Le nombre des boulons n est lui-même proportionnel à D ; la proportion indiquée par M. Seaton est,

$$n = \frac{D}{50},$$

D étant compté en millimètres.

Dans ces conditions le diamètre d des boulons doit être proportionnel à $\sqrt{D}$. On peut poser en effet

$$R_1 \times \frac{1}{4}\pi d^2 \times \frac{D}{50} \times D = \mathfrak{M} = R\,\frac{\pi D^3}{16},$$

d'où

(55) $$d^2 = \frac{R}{R_1} \times \frac{200}{16}\,D.$$

M. Seaton indique une règle empirique,

(56) $$d = \frac{D}{0{,}4\,n + 0{,}9} = \frac{D}{0{,}008\,D + 0{,}9}.$$

Les arbres à vilebrequins sont tronçonnés souvent en segments portant chacun un vilebrequin et assemblés par des tourteaux ainsi

calculés. La construction des vilebrequins d'assemblage semble mieux justifiée, comme nous le verrons au n° 221.

Nous verrons au chapitre XI, n° 223, le détail des manchons de jonction des arbres intermédiaires, auxquels peuvent s'appliquer les méthodes de calcul précédentes.

200. — *Comparaison entre les charges des différentes pièces mobiles. Règles de similitude pour passer d'une machine à l'autre.* — La charge des matériaux acceptée pour les principaux organes mobiles est, en moyenne, d'après les calculs qui précèdent :

Tableau XLVIII

Récapitulation des charges des principales pièces.

	Bâtiments de commerce	Bâtiments de guerre	Torpilleurs
Tiges des pistons — Traction	2,55	2k,70	4k,30
Tiges des pistons — Compression	1,27	1 90	2 60
Bielles — Corps	1,25	2 50	4 20
Bielles — Boulons	2,25	4 00	»
Manivelles	2,80	4 20	5 20
Arbres à vilebrequins, torsion	3,50	4 00	6 20
Arbres intermédiaires, torsion	4,00	4 60	»
Arbres porte-hélices, torsion	3,50	4 00	»

La charge varie très notablement d'une sorte de pièces à l'autre; mais les différences, comme nous l'avons dit déjà, tiennent uniquement à l'approximation plus ou moins grande avec laquelle est calculé l'effort total, selon la pièce dont il s'agit. Si l'on descendait au détail de certaines pièces fixes, on trouverait des anomalies apparentes plus grandes encore et non moins bien justifiées. Un support d'hélice en V n'est jamais chargé qu'à une faible fraction de kilogramme, 150 à 200 grammes, par exemple, quand on calcule la charge réelle par le poids de l'hélice et de son arbre; mais il est clair que l'effort véritable est dû aux trépidations du propulseur, sans parler des effets du tangage.

La charge, pour une même pièce, varie sensiblement aussi d'une classe de navires à l'autre. Ici, les dangers d'accidents doivent suivre, dans une certaine mesure, la proportion acceptée pour la charge des matériaux. L'observation a été faite, il est vrai, qu'à alourdir les pièces mobiles au delà du nécessaire, on ne fait qu'augmenter l'intensité des

forces d'inertie, dont les calculs de résistance des matériaux ne tiennent pas compte; on pourrait ainsi, en augmentant certains échantillons, marcher à l'encontre du but poursuivi. D'après ce que nous avons vu au chapitre VI, cette observation est très exacte, en ce qui concerne les attaches de la machine et de la coque, et la coque elle-même, mais non pas en ce qui concerne les organes mobiles de la machine; l'effort maximum sur les tiges et le moment maximum sur les arbres sont diminués par l'effet des forces d'inertie.

Il nous reste à dire un mot de la manière dont les échantillons des principales pièces doivent varier avec la grandeur de la machine, question que l'on trouvera traitée d'une manière très complète par M. Normand dans sa note *Des lois de similitude dans diverses questions de construction navale*.

Les règles pratiques énoncées dans les nos 192 à 200 ci-dessus, pour la détermination des échantillons des pièces mobiles, reviennent en somme à proportionner toutes les dimensions à celles des cylindres supposés semblables, la pression de la vapeur étant supposée constamment la même. Les tableaux numériques montrent que, dans ces conditions, la charge des matériaux est constante, quand la puissance des appareils varie. Il est facile de voir que cette constance est la vérification d'une loi générale.

Tous les moments $\mathfrak{M}$, exercés sur les différentes pièces par la pression totale de la vapeur sur les pistons, moments de flexion ou moment de torsion, sont, en effet, proportionnels à la surface du piston et à sa course, par conséquent proportionnels au cube des dimensions linéaires, ou du coefficient de similitude.

D'un autre côté, les moments de résistance des pièces à la flexion et à la torsion,

$$\frac{I}{e} \quad \text{et} \quad \frac{d^3}{16},$$

sont également proportionnels au cube des dimensions.

Les deux équations,

$$\mathfrak{M} = R\frac{I}{e} \quad \text{et} \quad \mathfrak{M} = R\frac{d_3}{16},$$

doivent donc donner pour R des valeurs constantes.

Tous les calculs des nos 192 à 200 ont été faits sans tenir compte des forces d'inertie. Les charges trouvées pour les matériaux auraient été différentes, s'il avait été tenu compte de ces forces, mais elles auraient été toutes modifiées dans le même rapport; par suite, la loi d'après laquelle la charge R est indépendante des dimensions se serait encore trouvée vérifiée.

En effet, les formules établies aux nos 88 et suivants, particulièrement les formules (11) et (17), montrent que les forces d'inertie sont proportionnelles aux poids des pièces Π et au nombre de tours de la machine N, La vitesse moyenne des pistons étant supposée constante, N varie en raison inverse des dimensions linéaires. Les forces d'inertie varient donc, de même que l'effort moteur de la vapeur, comme le carré des dimensions linéaires.

En réalité, le tracé de toutes les machines grandes et petites ne peut pas se faire exactement, d'après un dessin unique, par un changement d'échelle. Beaucoup de considérations empêchent de suivre une règle aussi simple. La qualité du métal, pour les pièces forgées, est, par exemple, sensiblement meilleure à mesure que les dimensions transversales sont moindres, ce qui permet d'accepter une charge plus forte. Pour les pièces fondues, au contraire, le degré de précision du moulage et la fluidité du métal fondu ne permettent pas toujours de réduire l'épaisseur dans le même rapport que les autres dimensions linéaires.

§. 3. — De la sécurité des machines marines; de sa durée et des moyens de la conserver.

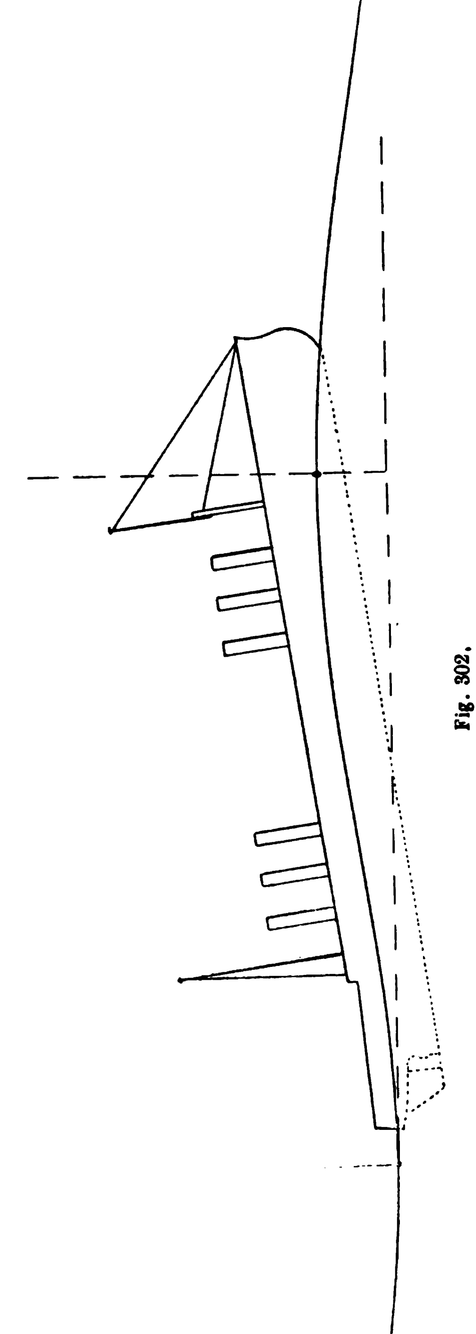
201. — *Fatigue comparative de la coque et de la machine.* — D'après tout ce qui précède, la charge générale des organes de la machine dans la marche à outrance peut être estimée à 6 kilogrammes par millimètre carré. C'est le chiffre indiqué par le calcul pour les pièces les plus chargées, qui sont simplement les pièces dont la fatigue est exactement calculée.

La limite d'élasticité, pour les pièces mobiles en acier, construites avec tous les soins indiqués au n° 188, ne doit pas être atteinte sans une charge inférieure à 24 kilogrammes. Le coefficient de sécurité est donc égal à 4.

Pour nous rendre compte de la valeur que présente un semblable coefficient de sécurité à bord d'un navire, nous ne pouvons trouver de meilleur terme de comparaison que la sécurité dont on se contente pour les matériaux de la coque elle-même, dans les conditions de fatigue assez dures que leur impose le tangage sur une grosse houle.

Prenons un croiseur de 145 mètres de longueur construit suivant les règles habituelles, avec un coefficient de résistance à la flexion longitudinale exprimé par la formule

$$\frac{I}{e} = 0{,}033\ \mathrm{PL}, \tag{57}$$


Fig. 302.

I étant le moment d'inertie de la section au maître-couple,
e la distance de la fibre la plus chargée à la fibre neutre,
P le déplacement,
L la longueur entre perpendiculaires.

Plaçons ce bâtiment sur une houle de 145 mètres de longueur totale de crête en crête et de $7^m,50$ de hauteur totale de crête en creux, en lui donnant l'assiette représentée figure 302; ce sont là des conditions de tangage qui n'ont rien d'irréalisable, bien qu'elles soient certainement assez rares.

Le tableau des poids et des déplacements dressé pour toutes les tranches transversales du bâtiment et le calcul des moments de flexion qui en résulte conduisent à la valeur de $9^k,05$ par millimètre carré pour la charge maximum, atteinte par compression sur les galbords.

En allongeant la houle jusqu'à 250 mètres de demi-longueur et en plaçant le navire dans les mêmes conditions de tangage relatif, c'est-à-dire avec le même tirant d'eau aux deux extrémités, la charge serait encore de $6^k,5$. L'inclinaison au tangage et la dénivellation se trouvent alors dans des conditions très usuelles. La figure 302 représente le tangage du navire sur cette dernière houle.

Or, l'acier de la coque est d'une qualité inférieure à celui des pièces de machines. En tenant compte

de l'affaiblissement produit par les joints, il n'est pas vraisemblable que la charge limite d'élasticité dépasse pour lui 18 kilogrammes; il n'est donc pas certain que le coefficient de sécurité pour les coques ne descende pas quelquefois au-dessous de 2.

Après avoir ainsi montré que les mesures prises par le constructeur assurent à la machine une sécurité deux fois plus grande qu'à la coque, il est bon de dire que la marche à toute puissance représente, pour la machine, une allure plus normale que le tangage de la figure 302 pour la coque.

Il faut remarquer aussi que la rapidité plus grande des passages de l'état de tension à l'état de compression doit fatiguer davantage les pièces de machines, d'autant plus qu'elle s'applique à toute la durée d'une traversée. Il faut ajouter surtout que la sécurité assurée à la machine ne s'applique qu'à son état initial, tandis que la sécurité de la coque est donnée d'une manière permanente.

Nous nous proposons précisément, dans les numéros suivants, d'établir la différence, pour les machines, entre la sécurité initiale et la sécurité persistant après une certaine durée de service.

202. — *Sécurité initiale, garantie par les essais de recette des machines.* — La meilleure garantie pratique de la sécurité initiale et de l'exactitude des chiffres très rassurants fournis par le calcul est fournie par les résultats des premiers essais des navires à la mer.

Les premières expériences des bâtiments se font, comme on sait, avec une équipe de chauffeurs très exercés, capables de pousser à sa limite extrême la production de vapeur des chaudières. Le navire étant d'ailleurs dans ses lignes d'eau, l'hélice présente sa résistance normale à la rotation ; on réalise ainsi sur les pistons l'ordonnée maximum p à laquelle correspond la plus grande fatigue qui puisse être imposée aux organes de la machine. Le nombre de tours de la machine suit la proportion de l'ordonnée moyenne, conformément à la loi de Moll et Bourgois. La machine développe ainsi une puissance qui ne se retrouve généralement pas en cours de service.

On va plus loin encore, dans les expériences de machines anglaises; le navire est très lège, ce qui lui permet de dépasser sa vitesse normale; l'hélice, faiblement immergée, a un coefficient de résistance E réduit ; le nombre de tours de la machine correspondant à l'ordonnée p, réalisable sur les pistons, se trouve ainsi accru par un double motif. On fait donc développer à la machine un nombre de chevaux qu'il est matériellement impossible d'obtenir quand le navire est en charge.

L'essai fait suivant la méthode anglaise impose certainement à la

machine une épreuve très sévère, surtout au point de vue de ses attaches avec la coque. L'expérience faite sur le navire en charge normale est suffisante pour démontrer la solidité des pièces; elle est peut-être même plus concluante, à certains égards, puisque, les forces d'inertie venant en défalcation de l'effort P de la vapeur, la charge sur les tiges de piston, les bielles, les manivelles est diminuée, lorsque le nombre de tours s'exagère, à valeur égale de *p*.

L'ignorance assez générale, où l'on est, des conditions dans lesquelles les machines se calculent, a fait quelquefois reprocher aux essais à outrance d'imposer aux organes des machines une fatigue excessive, telle que l'appareil en sort affaibli pour l'avenir. Les chiffres contenus dans les tableaux du présent chapitre, qui sont tous relevés dans les premières expériences des navires, prouvent suffisamment l'inanité de cette critique. Nous parlons ici des machines et non pas des chaudières; nous supposons, bien entendu, que le modèle de chaudières choisi est capable du travail qu'on lui demande. Une machine construite et montée convenablement n'a rien à craindre de charges ne dépassant pas 6 kilogrammes sur ses organes; l'addition de quelques centaines de grammes par millimètre carré, à des charges aussi modérées, serait même indifférente. Les essais à outrance ont pour résultat, moins de justifier les calculs qui ont servi à tracer les pièces, que de contrôler le travail de l'atelier; ils prouvent surtout que le coefficient de sécurité calculé, ne se trouve pas altéré par quelque défaut d'exécution, comme il pourrait l'être profondément. Cette considération est bien confirmée d'ailleurs par l'expérience. On ne trouve pas en effet d'exemple de rupture d'une pièce importante, tige de piston, manivelle, arbre à vilebrequins, au cours des premiers essais. Les grands accidents, qui peuvent amener un désastre pour l'appareil et même une catastrophe pour le personnel, se produisent toujours plus tard, à des puissances inférieures à celle développée dans les essais, et dans les conditions que nous étudierons au n° 203.

En résumé, les premières expériences ont, pour résultat principal, de garantir l'existence du coefficient de sécurité dans les conditions initiales de la machine.

Elles révèlent toutes les défectuosités de détail qui échappent nécessairement au calcul, dont la plupart portent sur le fonctionnement des appareils auxiliaires, dont quelques-unes intéressent la résistance des matériaux, comme dans le cas de la rupture des couvercles de boîtes à tiroir du *Brandenburg* et de la rupture des boîtes de plusieurs robinets-vannes en France.

Enfin elles sont indispensables pour bien fixer les responsabilités,

celle du constructeur, qui va prendre fin, et celle du personnel naviguant qui va commencer.

Les premiers essais du navire comportent, en dehors de la marche à outrance, qui ne dure en général que quatre heures pour les grands bâtiments et une heure pour les torpilleurs, et qui est proprement l'essai de résistance, une marche beaucoup plus prolongée, à la puissance prévue pour la marche ordinaire en service, qui constitue un essai d'endurance. Ce dernier essai, qui est d'une grande importance au point de vue du fonctionnement, et auquel on donne en Angleterre une durée de trente heures, offre peu d'intérêt au point de vue spécial de la résistance des matériaux.

203. — *Fatigue ultérieure des pièces résultant du déréglage des lignes d'axe.* — Les calculs de résistance des matériaux, pour les pièces de machines, supposent que tous les axes sont placés dans la position prévue, et que tous les mouvements s'exécutent suivant un canevas géométrique rigoureusement exact.

Les précautions nécessaires pour obtenir ce résultat dans l'ajustage et le montage des machines sont très minutieuses ; les plus importantes ont été décrites par M. Moritz dans son mémoire *Le montage des machines marines*. M. Moritz avait lui-même contribué, à Indret, à l'adoption des procédés de travail qu'il décrit; la précision de ses travaux ne visait à rien moins qu'au centième de millimètre, dans l'ajustage des arbres à vilebrequins. L'ajustage des paliers, qui s'alèsent tous ensemble avec une barre unique, n'est pas moins exact que celui des arbres. A Saint-Denis, M. Boulogne vérifie l'arbre et les paliers après montage, en mesurant au dynamomètre le moment qui est nécessaire pour faire tourner l'arbre et la manière dont le moment varie avec le serrage des chapeaux ; il s'assure ainsi que le serrage ne produit aucune flexion pouvant donner lieu à des frottements anormaux, et, *a fortiori*, à une fatigue de l'arbre non prévue. L'axe des cylindres, celui des tourillons de pied de bielle, la position donnée à la glissière ne sont pas l'objet de moindres soins.

Les premières sorties du navire ne font qu'améliorer les conditions de la machine, dont les surfaces frottantes achèvent de se polir. Les anciennes machines, moins parfaites au sortir de l'atelier que les machines actuelles, gagnaient, il y a quarante ans, jusqu'à deux tours de vitesse, à pression égale sur les pistons, pendant leur première année de service.

Plus tard, dès que l'usure des surfaces frottantes commence à se faire sentir, variable d'un palier à l'autre sur les coussinets, régulière

et continue sur les glissières, les conditions favorables du début s'altèrent ; les arbres sont obligés de se plier à la nouvelle forme de leur ligne d'axe, et les tiges de pistons s'infléchissent, en oscillant d'une extrémité de la course à l'autre. Alors commence l'ère des difficultés, si le déréglage des lignes d'axe n'est pas corrigé, comme nous le verrons au n° 204. D'abord apparaissent les échauffements répétés, qu'il ne faut pas se contenter de prévenir par un ralentissement de la machine, un graissage plus abondant et l'emploi de l'arrosage ; les échauffements en effet, quand ils ne s'expliquent pas par une négligence momentanée, sont un avertissement du déréglage, et l'indice précurseur des dangers graves qu'il importe d'éviter.

Quelques exemples suffiront pour montrer brièvement comment le coefficient de sécurité s'évanouit à la suite du déréglage de la machine.

Nous avons vu plus d'une fois des navires rentrer de campagne avec les culots des presse-étoupes usés du côté de la glissière. Tel a été le cas sur un cuirassé dont la vitesse en service avait été réduite de moitié. Il est clair que la tige du piston avait dû prendre une flèche de plus d'un millimètre ; si la charge par flexion qui en résultait était, comme nous l'avons vu, d'autant de fois 15 kilogrammes, que la flèche comptait de millimètres, la tige ne pouvait pas supporter par surcroît, une charge debout bien sérieuse. La réduction du travail au huitième environ de la puissance normale avait donc été une mesure prudente ; mais tous les services de navires à vapeur ne s'accommodent pas de mesures de ce genre.

Le grand accident de machine de paquebot le plus connu, on pourrait dire le plus célèbre, est celui qui a désemparé complètement le *City-of-Paris*, en mars 1890. La machine de tribord s'est effondrée, crevant coque et cloisons. La seule explication donnée à ce désastre, survenant à une bonne machine, aux mains d'un personnel exercé, fut la rupture d'un arbre intermédiaire; le palier de sortie, sur lequel cet arbre portait, avait subi une usure très grande, à laquelle les coussinets en gaïac sont toujours exposés. Il est certain, en effet, que si la flèche avait atteint 80 à 90 millimètres, imposant à la matière une charge de 8 à 10 kilogrammes par millimètre carré, conformément au calcul fait au n° 197, l'arbre n'avait pas besoin de subir des secousses très violentes, pour être exposé à des déformations permanentes suivies de rupture, même en supposant qu'il fût parfaitement sain. Le danger d'avaries possibles, dues à une dénivellation des arbres, s'était révélé, paraît-il, par des échauffements dans les paliers ; on n'avait pu, malheureusement, se rendre maître de ces échauffements, sans recourir à une diminution de vitesse, mesure à laquelle un paquebot se résigne difficilement.

Quelques années, auparavant, les paquebots d'une autre ligne transatlantique avaient eu dans leurs lignes d'arbres une série d'accidents, qui n'avaient pas eu la gravité de celui du *City-of-Paris*, mais qui s'étaient répétés avec une inquiétante régularité. Une théorie avait été échafaudée à ce sujet, établissant que les arbres subissent en service une lente altération moléculaire, qui les rend à la longue très cassants, de telle sorte qu'après quelque cinquante ou cent millions de tours, ils n'offrent plus la résistance indispensable. Il n'a pas été fait, je crois, d'essais de rupture de barrettes découpées dans les arbres après plus ou moins d'années de service ; or il faudrait une démonstration bien irréfutable pour faire admettre une réduction de la résistance, non pas de 4 ou 5 kilogrammes, mais de 25 kilogrammes, nécessaire pour qu'un arbre, capable de supporter 30 kilogrammes quand il est neuf, rompe sous une charge de 4 à 5 kilogrammes, quand il a subi l'altération supposée. Il est plus vraisemblable que la durée des arbres répond aux probabilités du temps nécessaire pour produire des dénivellations dangereuses, dans les conditions de soin et de surveillance où ils se trouvent. Les accidents réguliers ont d'ailleurs cessé de se renouveler, depuis plus de vingt ans.

Ces exemples suffisent à montrer que les soins pendant la marche ne suffisent pas pour conserver le coefficient de sécurité prévu. Il faut de plus un entretien obtenu par des réparations et des remises en état très fréquentes. Les machines marines ne sont nullement dans les conditions des appareils d'horlogerie auxquels on les a souvent comparées ; elles ont tout autre chose à faire qu'à entretenir le mouvement de leur propre masse ; il leur faut pousser le navire, ce qui ne peut pas se faire sans fatigue, sans usure, et ce qui exige la réparation continuelle des effets de l'usure.

204. — *Visites et réparations indispensables aux machines marines.* — Les rectifications nécessaires, pour éviter aux pièces de machine des charges anormales contraires à toutes les prévisions du constructeur, exigent parfois la remise de l'appareil aux ateliers, où il est procédé à un réajustage plus ou moins complet, et parfois à un remplacement des pièces usées. Une réparation de ce genre, qui comporte un montage au moins partiel, analogue au premier et de même précision, doit replacer complètement la machine dans ses conditions initiales. C'est une opération qui ne s'exécute qu'à de très longs intervalles. Entre deux refontes de ce genre, la machine doit être visitée avec soin et remise en bon état de service, par le personnel naviguant, à des époques aussi rapprochées que possible les unes des autres.

Les mécaniciens ont donc, à bord des navires, une tâche plus sérieuse et une responsabilité plus grande qu'à terre. Les vérifications de lignes d'axe auxquelles ils doivent se livrer exigent, en particulier, la pratique des procédés de montage, jointe à des aptitudes spéciales.

La vérification des lignes d'axe, dont les incidents de la marche se chargent souvent de révéler la nécessité, ne peuvent se faire qu'au repos. Pour l'exécuter, le mécanicien se reporte aux points de repère soigneusement marqués par les monteurs sur la coque et les bâtis ; il dispose de plus d'une série de jauges, de calibres métalliques donnant toutes les distances d'axes, diamètres de pièces, etc., avec une grande précision. La vérification, pour être complète, doit se faire d'ailleurs dans toutes les positions du piston ; elle exige le virage à froid de la machine ; le mécanicien doit être familier avec les déformations à chaud que les monteurs savent prévoir.

Les vérifications faites, le travail consiste surtout dans la mise en place ou l'enlèvement de cales, dont le mécanicien possède un assortiment approprié aux glissières des différents cylindres, et aux coussinets de toutes les portées et tourillons. Le réajustage des pièces de petite dimension, rentre aussi dans les travaux courants du personnel naviguant.

Ces opérations, dont l'importance est parfois capitale, demandent un temps assez long, et sont souvent retardées par d'autres plus urgentes encore, visite des chaudières, visite et nettoyage de l'intérieur des cylindres et des tiroirs, qui doivent être tenus dans un état de propreté irréprochable et surtout d'étanchéité parfaite, visite intérieure des condenseurs, qui doivent être également propres et dont les joints de tubes doivent être bien serrés et bien étanches, presse-étoupes à recharger, etc., sans parler des appareils auxiliaires.

Pour nous en tenir aux questions intéressant la résistance des matériaux et les dangers de rupture, les seules envisagées dans ce chapitre, il importe, avant tout, que la gravité de ces questions soit bien connue de tous, des commandants comme des mécaniciens, et que, par suite, il en soit tenu compte, dans la mesure indispensable, lors de la fixation du service demandé aux bâtiments.

Sur les paquebots, les traversées les plus longues, qui comportent vingt-cinq à trente jours de navigation, sont toujours suivies d'un séjour au port de deux semaines, repos pour une partie du personnel, mais période de travail, très activement employée, pour les mécaniciens. Un simple voyage de six jours à travers l'Atlantique est toujours suivi d'une visite soignée des organes, qui n'a pas toujours suffi, comme nous l'avons dit au numéro précédent, à mettre à l'abri de tous les accidents, mais qui a dû en prévenir un grand nombre.

Pour toutes ces opérations de réglage, les mécaniciens consulteront avec fruit le *Montage des Machines marines* de M. Moritz.

On consacre, de plus, chaque année deux périodes, d'une quinzaine de jours chacune, à une visite complète de la machine.

Pour les bâtiments de guerre, les nécessités du service militaire ne cadrent pas avec ce retour périodique des semaines consacrées aux visites et aux réparations. Il faut donc savoir faire aux besoins de la machine, leur part indispensable, sans trop sacrifier sur le désir légitime de tenir les navires immédiatement prêts à toutes les éventualités. L'appréciation est d'autant plus délicate, que le temps à consacrer à la remise en état, après chaque navigation de quelque durée, varie avec l'état de la machine et l'habileté professionnelle des mécaniciens. En principe, il n'est possible d'entreprendre aucun travail sérieux, sur une machine puissante, si l'on n'a pas cinq ou six jours devant soi. Il est nécessaire de procéder à la visite soignée des organes et à la vérification des mouvements, deux fois par an, dans des conditions permettant de regarnir les coussinets en gaïac. La principale de ces visites, avec la réparation qui en est la suite, demande un mois de travail. Faute de ces soins, le coefficient de sécurité de la machine ne tarde pas à disparaître et le bâtiment, réduit à une vitesse infime, cesse d'être réellement disponible pour aucun service.

CHAPITRE XI

DESCRIPTION DES PRINCIPAUX ORGANES ET DE LA CHARPENTE QUI LES SUPPORTE.

§ 1. — Cylindres et boîtes de distribution Pistons et tiroirs.

205. — *Ensemble du cylindre et de la boîte à tiroir.* — Les organes de la machine, qui seront considérés dans ce paragraphe, sous l'unique point de vue de leur construction, ont été étudiés, dans les chapitres I à IV, sous le rapport de la production du travail qui s'y développe. Leur description a déja été donnée en très grande partie ; nous avons seulement à la compléter. Il ne sera pas inutile de rappeler quelques définitions adoptées plus haut, par exemple, pour les cylindres, celle du côté A et du côté *a*, n° 42, page 137. Pour les machines verticales à bielle directe, seules étudiées, le côté A est la partie inférieure, et le côté *a* la partie supérieure du cylindre, séparées par le piston ; nous les appellerons généralement bas et haut cylindre, ce qui ne laisse place à aucun équivoque. Les noms donnés aux parois des deux bases du cylindre, fond, du côté bas cylindre ou A, et couvercle ou plateau, du côté haut cylindre ou *a*, c'est-à-dire du côté démontable, ne donnent lieu, eux non plus, à aucune ambiguïté.

Le cylindre à vapeur porte toujours, venues de fonte avec lui, sa boîte à tiroir ou ses boîtes à tiroir tout entières, quand les tiroirs sont cylindriques. Les boîtes des tiroirs plans sont, au contraire, rapportées et boulonnées sur les cylindres. Cette différence de construction est due à la manière dont se fait l'ajustage des surfaces frottantes, avec la barre d'alésage dans le premier cas, sous la raboteuse dans le second. Fondus d'un seul jet, ou boulonnés ensemble, le cylindre et ses boîtes à tiroir forment un seul massif, uniquement soutenu par les bâtis ou piliers de la machine, qui doit toujours avoir son centre de gravité dans le polygone d'appui. Il est très rare que les boîtes à tiroir soient munies de supports spéciaux, et, lorsque ce cas se présente, le constructeur, sou-

cieux de pas exposer la machine à des tiraillements, a soin que les supports du tiroir aient du jeu dans leurs encastrements.

Le bloc formé par le cylindre et les boîtes à tiroir est accessible sur toute la face supérieure, qui est presqu'entièrement formée de couvercles démontables, si les tiroirs sont cylindriques. Le plafond de la chambre des machines doit être emménagé de manière à rendre les démontages commodes et rapides; l'intérieur des cylindres et des boîtes à tiroir a besoin d'être, en effet, fréquemment et complètement visité.

Du côté A, c'est-à-dire sur le fond, on ne peut pratiquer que des trous de visite de dimensions exiguës; on fait, à ce sujet, tout ce que permet l'espace compris entre la paroi du cylindre et le presse-étoupes de la tige.

L'intérieur du cylindre et celui de la boîte du tiroir sont réunis par les lumières ou conduits de vapeur, dont le volume, joint à celui de la liberté de piston, constitue l'espace mort. Nous avons donné, tableau IX, page 76, les espaces morts de quelques cylindres, soit avec des tiroirs plans, soit avec des tiroirs cylindriques. Dans l'impossibilité de faire travailler le tiroir sur une surface concentrique au cylindre, ce qui donnerait le minimum d'espace mort, on a tenu, pendant longtemps, à les faire porter sur le plan tangent à cette surface; les anciens tiroirs, en D ou à coquille, étaient tous des tiroirs plans. Plus tard, on s'est décidé à introduire le tiroir cylindrique, à courbure opposée à celle du cylindre, et on a reconnu, à la pratique, qu'il n'en résulte pas d'augmentation de l'espace mort.

Tout l'extérieur du bloc du cylindre et des boîtes à tiroir est soigneusement garni d'un feutrage. La température des cylindres est à peu près la même que celle des réservoirs de vapeur des chaudières, et demande le même isolement; on peut consulter, pour le choix des isolants, les expériences de M. Brocard, rapportées au n° 73 des *Chaudières marines*. Le contact des outils de chauffe et du charbon incandescent n'étant pas à craindre, l'emploi du feutre est presque général et à peu près sans danger; toutefois il y a eu des cas d'incendie, en cours de marche, dans le feutrage extérieur des cylindres. Les tissus d'amiante font un bon service, mais donnent un isolement moins parfait que le feutre. Le coton siliceux doit être sévèrement proscrit des chambres des machines.

L'enveloppe de feutre ou d'amiante est presque toujours recouverte d'un revêtement de bois, qui est installé principalement dans un but de propreté.

Nous avons vu, au n° 191, que les cylindres HP sont assez souvent en

acier moulé. La grandeur des pièces, jointe à la complication de leur forme, ne permet pas de prendre la même mesure pour les autres cylindres, où elle est d'ailleurs moins nécessaire. Actuellement, les cylindres HP, en acier, se manquent encore assez fréquemment à la coulée. Les progrès de fabrication permettront vraisemblablement d'étendre plus tard la substitution de l'acier à la fonte de fer.

206. — *Cylindres à vapeur. Liberté de piston.* — Le diamètre intérieur du cylindre se détermine d'après le travail prévu et l'utilisation de vapeur cherchée, ainsi que nous l'avons vu au chapitre II. La course des pistons se calcule, de même, avec précision ; la longueur du cylindre est égale à la course, augmentée de l'épaisseur du piston et aussi du petit jeu, nommé liberté de cylindre ou de piston, qu'il faut laisser, entre la paroi du piston et celle du cylindre, à bout de course.

La liberté de piston doit remplir trois buts distincts.

1° Elle pourvoit aux irrégularités de fabrication, sur les machines construites à bas prix, où les surfaces, qui ne sont pas surfaces frottantes, restent brutes de fonte. Sur les navires de guerre, la face intérieure des plateaux, et les deux faces des pistons sont toujours ajustées.

2° Elle laisse une certaine place libre pour les corps étrangers, qui se trouvent accidentellement dans le cylindre, et qui pourraient briser le plateau ou le piston, s'il n'y avait pas de jeu. L'eau, qui afflue quand les chaudières priment, s'échappe par les lumières du tiroir et les soupapes de sûreté. La présence des matières solides n'est pas très rare ; on rencontre surtout des amas de sel, laissés à la suite d'entraînements d'eau quand les purges fonctionnent mal ; les matières grasses forment aussi des mastics très durs par leur mélange avec des limailles métalliques ; j'ai vu, dans un cylindre de la *Gauloise*, une lame de plomb tombée du joint du plateau, et, sur le *Bélier*, un burin, oublié dans le tuyautage, que la vapeur a entraîné dans le cylindre. La liberté de piston est évidemment insuffisante, en présence de tels accidents.

3° Elle pare aux déplacements de la position moyenne du piston dans le cylindre, dus à l'usure des articulations. Tout resserrage des coussinets de bielle équivaut à une diminution de longueur de la bielle. Tout resserrage des paliers du vilebrequin est la conséquence d'une usure qui a fait descendre l'axe de l'arbre. Les effets s'ajoutent donc, pour porter le piston, de plus en plus, vers le fond, du côté bas cylindre, en l'éloignant du plateau ; le sens de ce déplacement resterait le même, si la bielle était renversée.

D'après cette dernière considération, la liberté de cylindre initiale doit être plus grande du côté de l'arbre que du côté opposé. Le tableau suivant, montre qu'il en est généralement ainsi.

TABLEAU XLIX.

Noms des bâtiments	Jeu ou liberté de piston		
	Bas cylindre	Haut cylindre	Différence
PAQUEBOTS			
	millim.	millim.	millim.
Kaiser-Wilhelm-der-Grosse	20	10	10
Champagne	20	10	10
Touraine.	20	10	10
NAVIRES DE GUERRE			
Tage	19	10	9
Charles-Martel, Pothuau	15	10	5
Jauréguiberry, Bouvet, Du Chayla	12	8	4
Bouvines, Charner, Latouche-Tréville . . .	12	9	3
Galilée	8	6	2
Léger, Lérrier	6	4	2
Forban	10	4	6
Chevalier.	10	6	4

La différence des jeux dépasse, pour quelques unes de ces machines, le double du déplacement probable du piston. On trouverait, par contre, des machines, où le constructeur a mis la même liberté de piston aux deux extrémités de la course.

La surface intérieure des cylindres est toujours façonnée avec une grande précision par la barre d'alésage. La longueur est trop faible, pour qu'il puisse y avoir une flexion appréciable de la barre, même quand on alèse horizontalement ; le bras porte-outil ne subit pas non plus de déformation. Les cylindres neufs sont donc exactement cylindriques. Plus tard l'usure les déforme ; l'ovalisation atteignait jusqu'à 5 ou $6^{m}/^{m}$ au cours d'une campagne, dans les anciennes machines horizontales. L'usure est à peu près uniforme suivant les différents rayons, avec les machines verticales ; mais elle est encore parfois assez prononcée, surtout dans les cylindres HP. On pourrait donc toujours être exposé à rencontrer, à fin de course, une ressette produite par l'usure, contre laquelle la bague du piston viendrait buter. On évite cet inconvénient, en alésant d'avance, à un diamètre plus fort, les extrémités de la surface cylindrique, qui ne sont pas soumises à l'usure (voir fig. 303, 304 et autres).

La surface intérieure du cylindre, sur les deux fonds, a été quelquefois recouverte d'enduits présumés imperméables à la chaleur, afin de diminuer le refroidissement au condenseur. Dans ce cas, les mêmes

enduits étaient appliqués sur les deux faces du piston. Les résultats obtenus n'ont pas été nettement établis, et la mesure ne s'est pas généralisée.

207. — *Chemise intérieure et enveloppe de vapeur. Accessoires qui s'y rattachent.* — Les chemises rapportées à l'intérieur des cylindres ont un double rôle à remplir. Elles forment les parois des enveloppes de vapeur, dont nous avons étudié le fonctionnement au n° 37; elles permettent d'obtenir de beaux frottements.

Ces chemises, pièces très simples et faciles à couler, sont en fonte dure, tenace, susceptible d'un beau poli. L'Amirauté anglaise à imposé, longtemps, aux constructeurs de ses machines, des chemises en acier forgé; cette exigence ne paraît pas justifiée; une fonte bien choisie donne des frottements excellents et peu d'usure.

Le corps des cylindres et des boîtes à tiroir en fonte de fer n'est jamais exempt de soufflures, quand les pièces sont de grande dimension. De plus, il est nécessairement coulé en fonte très douce, comme nous l'avons vu au n° 188, à cause des difficultés de fonderie; or les matières, qui se coulent le mieux, ne sont pas celles qui conviennent au point de vue du frottement et de l'usure.

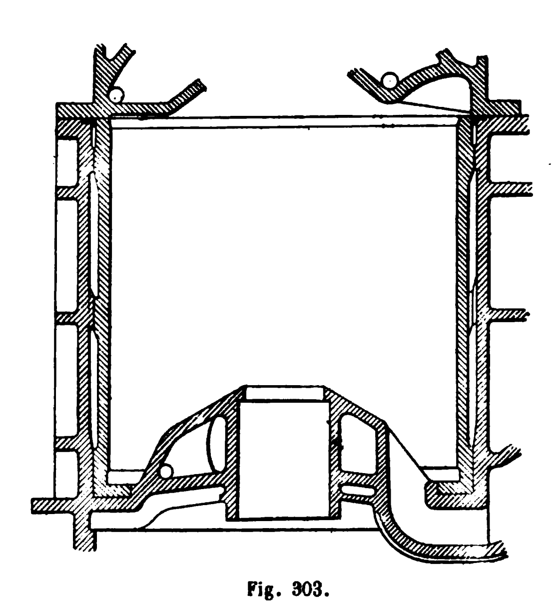


Fig. 303.

La paroi des cylindres en acier moulé ne pourrait servir de surface frottante que si l'alésage avait enlevé toute la croûte superficielle, assez

épaisse, qui est plus ou moins criblée de bulles. On pourrait craindre de plus, de la part de la paroi supposée saine, un excès de dureté entrainant l'usure trop rapide des bagues de piston

Pour former l'enveloppe de vapeur, la chemise est écartée de 20 à 30 $^{m}/^{m}$ de la paroi du cylindre proprement dite ; un portage entre les deux surfaces est réservé sur quatre petites nervures, à mi-hauteur, comme on le voit figure 303.

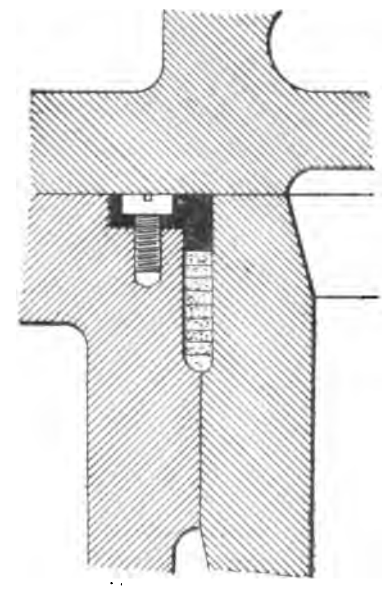


Fig. 304.

Le joint des chemises et des parois doit être absolument étanche tout en laissant cours à la dilatation ; son exécution est la partie délicate de l'établissement des enveloppes de vapeur. Les systèmes de joints essayés peuvent se ramener à deux, joints à presse-étoupes et joints à diaphragmes.

Le joint à presse-étoupes, indiqué figure 303, est représenté en détail figure 304. La matière obturante est l'amiante ; le presse-étoupes est tenu par des prisonniers, et, de plus, appuyé par le plateau de cylindre lui-même, comme garantie supplémentaire. Nous ne parlons pas du joint sur le fond, qui est fixe, et se fait au minium avec un solide boulonnage.

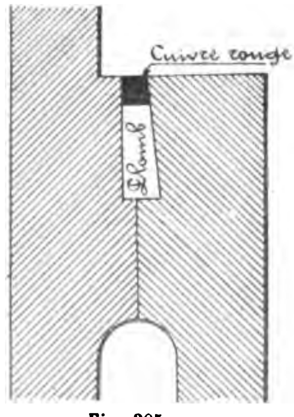


Fig. 305.

On s'est quelquefois contenté d'un joint fixe obtenu en refoulant un anneau de plomb maintenu par une bague de cuivre rouge, dans une entaille à queue d'aronde, comme le représente la figure 305. Les parois, en jouant, déforment et matent la bague ; l'étanchéité, assurée au début, doit rapidement disparaître.

Le joint à diaphragme, adopté aux Etats-Unis, est représenté figure 306. Il est formé par une membrane flexible, en cuivre mince, tenue par des anneaux plats avec des prisonniers très rapprochés, à la fois sur le corps du cylindre et sur la chemise. Ce joint est à la partie basse du cylindre, la chemise étant tenue, dans le haut, par un boulonnage fixe avec joint au minium.

En visitant les machines au retour de campagne, on a souvent constaté, au joint des chemises de vapeur, l'apparence de fuites capables de compromettre le fonctionnement économique de la machine. Il a été,

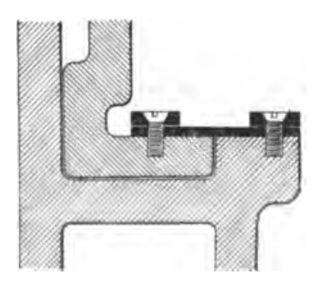


Fig. 306.

d'autre part, établi par expérience, que l'on diminue quelquefois la consommation par cheval en supprimant l'envoi de vapeur aux enveloppes; les essais de l'*Argonaut*, cités au n° 37, sont, à cet égard, très caractéristiques. Or, l'effet nuisible des enveloppes s'expliquerait difficilement par d'autres causes que par des fuites de vapeur.

Les chemises rapportées reçoivent une épaisseur peu différente de celle attribuée aux parois proprement dites, d'après les règles empiriques énoncées au n° 191.

Il est intéressant de rappeler que les premières chemises de vapeur, sur les machines de Dupuy de Lôme, ne comportaient pas de chemise rapportée; les deux parois étaient venues de fonte ensemble. Aucune fuite de vapeur n'était donc à craindre. Les cylindres BP seuls avaient des enveloppes, et ces enveloppes étaient traversées par la totalité de la vapeur allant au cylindre BP. Dans ces conditions, et en raison de la lenteur de l'allure, favorable au jeu des parois comme réservoirs de chaleur, les enveloppes de vapeur avaient une efficacité qu'elles ne peuvent plus posséder aujourd'hui.

A la tendance à généraliser l'usage des enveloppes de vapeur, succède maintenant, comme nous l'avons vu au n° 37, une tendance, soit à les abandonner, soit à limiter leur emploi au cylindre BP. A ce sujet, il est intéressant de remarquer que, sur un cylindre BP de 2 mètres de diamètre et 1 mètre de longueur, la surface de la paroi cylindrique est la moitié seulement de la surface des deux fonds; le réchauffage des fonds, qui n'expose à aucune fuite, a donc plus d'importance que celui des parois cylindriques.

Un inconvénient assez sérieux des enveloppes de vapeur, depuis que les pressions aux chaudières ont atteint des valeurs dangereuses pour les

parois de cylindres, consiste dans la complication de leurs accessoires. On établit souvent des détendeurs, sur la prise de vapeur des enveloppes, quand on ne prend pas la vapeur à un réservoir intermédiaire à basse pression. L'emploi d'un robinet très étranglé, peut, à la rigueur, suffire. Des soupapes de sûreté sont, dans tous les cas, nécessaires, ainsi que des purges spéciales.

En terminant ce qui concerne les dimensions intérieures des cylindres à vapeur, il est intéressant de réunir dans un tableau les diamètres de tous les cylindres des machines à détente multiple. Nous avons déjà donné, dans le tableau VIII, page 59 et suivantes, le rapport R du volume du cylindre BP au volume du cylindre HP ; mais les dimensions des cylindres intermédiaires n'ont été indiquées nulle part.

Le diamètre du cylindre BP est à multiplier par $\sqrt{2}$, dans le cas très fréquent, où il y a deux cylindres à basse pression.

Le tableau L relatif aux machines à détente triple montre que le rapport du volume des cylindres BP à celui du cylindre HP a reçu une augmentation très considérable sur les bâtiments de guerre anglais de construction récente. Pour les paquebots, le rapport est à peu près le même dans les deux pays, les très grandes valeurs ne se rencontrant que sur les machines à détente quadruple.

Comme exemples de machines à détente quadruple, nous citerons la *Gascogne* avec le rapport 7,19, le *Kaiser-Friedrich*, paquebot allemand, avec le rapport 9,30, la canonnière des Etats-Unis le *Nashville*, avec le rapport 9,43, enfin le cargo l'*Inchmona*, sur lequel le rapport atteint **12,25**.

On est, comme on voit, loin des premières machines compound du *Loiret*, du *Cher*, et des frégates cuirassées type *Magnanime*, qui présentaient uniformément un rapport égal à 2.

Rappelons ici que la grandeur du rapport entre le volume du cylindre d'évacuation et celui du cylindre d'admission n'a point le même intérêt sur les navires de guerre que sur les paquebots.

Sur les paquebots, toujours en marche à pleine puissance, on diminue toujours la dépense de vapeur en augmentant le volume final par cheval, ce qui permet de diminuer, à la fois, la puissance des chaudières et l'approvisionnement de charbon.

Sur les bâtiments de guerre, pour la marche habituelle à petite puissance le volume final actuel de vapeur par cheval est déjà exagéré. Quand on augmente encore le volume du cylindre BP, on peut gagner sur les chaudières, parce que la machine devient plus économique à toute puissance; mais il faut accroître l'approvisionnement de combustible, parce que la dépense courante de vapeur par cheval est accrue.

Tableau L.

Dimensions des cylindres successifs dans les machines à détente triple.

Noms des Bâtiments	D	D_1	D_2	Rapport des volumes $\left(\frac{D_2}{D}\right)^2$	C	Longueur intérieure des cylindr.
BATIMENTS DE GUERRE FRANÇAIS DE CONSTRUCTION RÉCENTE						
Jeanne-d'Arc	1100	1600	$1900 \times \sqrt{2}$	5,97	900	1090
Jurien-de-la-Gravière .	870	1290	$1360 \times \sqrt{2}$	4,88	700	880
Carnot	1140	1650	$1920 \times \sqrt{2}$	5,67	1100	1360
Brennus	1140	1650	$1920 \times \sqrt{2}$	5,67	1100	1360
Charles-Martel . . .	1130	1700	2680	5,62	1100	1335
Bouvet	930	1430	2200	5,60	840	1010
Masséna . . .	890	1320	$1540 \times \sqrt{2}$	5,99	840	1045
Cassart.	920	1360	$1420 \times \sqrt{2}$	4,76	780	980
Bugeaud	900	1360	1960	5,04	800 850	1000 1050
Du Chayla.	900	1360	2080	5,34	840	1010
Jean-Bart. . . .	900	1350	2100	5,44	960	1220
Galilée.	800	1200	1860	5,40	600	760
Cassini.	580	860	$920 \times \sqrt{2}$	5,03	500	600
D'Iberville. . . .	560	860	$920 \times \sqrt{2}$	5,40	485	560
BATIMENTS DE GUERRE ANGLAIS (pour la plupart en chantier).						
Goliath.	760	1240	2000	6,90	1280	
Utonia	590	970	1360	7,63	1220	
Albion	760	1240	2030	7,13	1300	
Diadem.	868	1156	$1620 \times \sqrt{2}$	7,02	1219	
Hyacinth	660	1118	$1219 \times \sqrt{2}$	6,82	762	
Hermès.	660	1118	$1219 \times \sqrt{2}$	6,82	762	
Pelorus.	515	840	1400	7,39	700	
PAQUEBOTS						
Lorraine	1100	1740	$2040 \times \sqrt{2}$	6,88	1700	
Touraine	1040	1540	2540	5,96	1660	
Bretagne	1120	$1253 \times \sqrt{2}$	$1360 + 1906 \times \sqrt{2}$	7,27	1700	
Normandie.	1100	$1300 \times \sqrt{2}$	$1360 + 1905 \times \sqrt{2}$	7,53	1700	
Navarre	800	1280	2100	6,89	1340	

208. — *Fonds et couvercles de cylindres. Trous de visite.* — Le fond fixe et le couvercle ou plateau mobile d'un cylindre ont, entre eux, de grandes ressemblances de forme et de construction. La forme intérieure épouse aussi exactement que possible celle du piston et de son écrou, de manière à laisser partout un jeu constant, la liberté de piston, sans accroissement inutile d'espace mort. La construction est à double paroi. Il y a généralement réchauffage intérieur par la vapeur.

La construction se fait de deux manières différentes. Tantôt les deux parois sont venues de fonte ensemble, fig. 307, avec les nervures nécessaires pour la consolidation, et tous les trous de débouchage de fonderie que ces nervures exigent

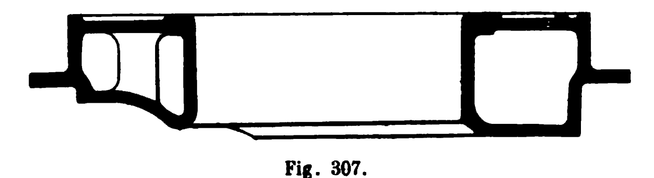


Fig. 307.

Tantôt la pièce fondue porte seulement la paroi intérieure, avec les nervures servant d'enveloppe latérale et de collerettes et pinces d'attache pour la paroi extérieure ; la paroi extérieure se fait alors d'une tôle emboutie rivée sur les collerettes, fig. 308.

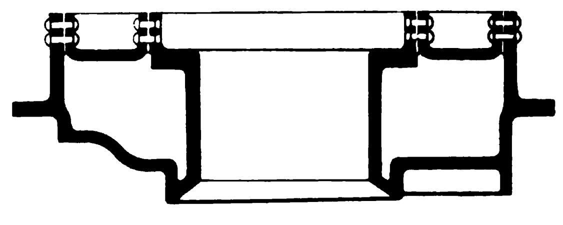


Fig. 308.

Chacune des deux dispositions a ses inconvénients. La première assure une plus grande solidité, quand la matière employée est l'acier moulé.

Les fonds, comme nous l'avons dit, forment en général enveloppe de vapeur. Le seul inconvénient du réchauffage intérieur des fonds est la fatigue due à la pression de la vapeur. La résistance à la pression pour des pièces de cette forme échappe au calcul. On n'a d'autre garantie que celle d'un essai fait à la presse hydraulique, auquel il faut apporter le plus grand soin.

Le joint du plateau de cylindre est soumis à plusieurs conditions importantes. Il faut, par exemple, qu'il ajoute le moins possible aux surfaces intérieures du cylindre, soumises aux réchauffages et refroidissement successifs qui produisent le refroidissement au condenseur. Il

faut surtout que le joint soit facilement démontable et parfaitement étanche.

La double condition de mobilité et d'étanchéité s'obtient par l'interposition dans le joint de rondelles plastiques. On a longtemps employé, à cet effet, des feutres spéciaux qui donnaient d'excellents joints. L'élévation croissante des températures a obligé de recourir au carton d'amiante, qui est moins plastique, mais qui donne cependant des résultats satisfaisants.

L'étanchéité exige que les deux collerettes ou brides en contact soient absolument rigides entre deux boulons de serrage. Cette condition est réalisée pratiquement à Indret en donnant aux boulons un écartement d'axe en axe égal à quatre fois leur diamètre. La section totale des boulons, est déterminée par la condition de résister à la pression de vapeur. L'épaisseur de la bride du couvercle est égale au diamètre des boulons, et celle de la bride du cylindre est une fois et quart ou une fois et demie ce diamètre.

Les règles anglaises sont un peu différentes; M. Seaton recommande de ne pas donner, aux boulons, un écartemeut E d'axe en axe, supérieur à

$$(1) \qquad E = \sqrt{2425 \frac{e}{P}},$$

e étant l'épaisseur de la bride du couvercle, comptée, comme E, en millimètres,

P étant la pression effective maximum dans le cylindre, en kilogrammes par centimètre carré.

Rien ne doit être négligé, de ce qui peut faciliter la visite intérieure des cylindres. Les plateaux mobiles doivent pouvoir être soulevés sous barrots et déplacés latéralement sur chemin de fer, indépendamment les uns des autres. Dans les fonds, toutes les mesures doivent être prises, pour rendre les bouchons des trous de visite facilement démontables.

La partie centrale du fond de cylindre, qui reçoit le presse-étoupes, est souvent une pièce rapportée, fig. 309, qui fait joint sur le fond, comme le plateau supérieur sur le corps cylindrique.

209. — *Accessoires des cylindres à vapeur. — Presse-étoupes, soupapes de sûreté, etc.* — Le plus important des accessoires du cylindre, celui qui exige le plus de soin dans sa construction, est le presse-étoupes de la tige du piston.

Les presse-étoupes, en général, ont à satisfaire à des conditions un

peu contradictoires d'étanchéité et de plasticité de la garniture. La plasticité a, pour les presse-étoupes des cylindres, une importance particulière, en ce sens que la tige du piston doit pouvoir faire de petits mouvements dans le sens transversal, si l'on veut éviter les fatigues anormales étudiées au numéro 192.

Nous avons à distinguer les presse-étoupes proprement dits, dont les anciennes garnitures en étoupes grasses sont aujourd'hui remplacées par des garnitures en amiante, et les presse-étoupes à bagues métalliques, dont le nom est assez impropre.

Le presse-étoupes proprement dit se compose d'une chambre A, fig. 309, remplie d'amiante, qui est la boite à étoupes ; l'amiante est

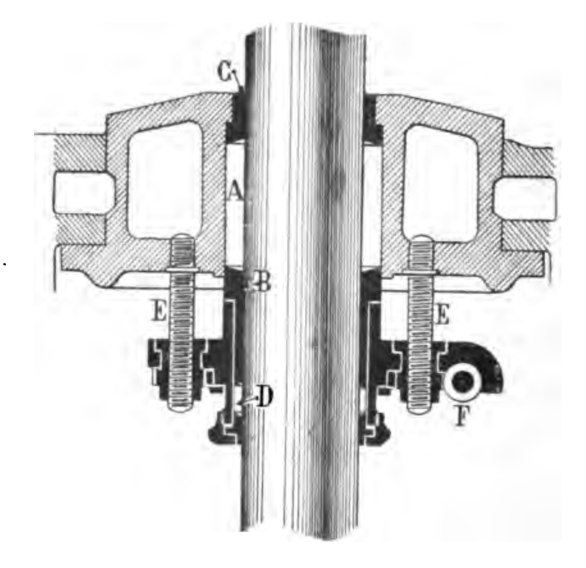


Fig. 309.

comprimée entre une sorte de piston annulaire B appelé presse-garniture et un culot C rapporté dans la paroi du cylindre. Le presse-garniture et le culot laissent, entre eux et la tige de piston, un jeu de $0^{mm},5$ au moins, suivant le rayon. Le serrage du presse-garniture est fait par une couronne de boulons E, dont les écrous sont actionnés par des vis tangentes F ; la disposition varie, mais le serrage et le desserrage doivent toujours s'exécuter rapidement, en marche.

Le presse-étoupes est complété par la boite de graissage D fermée elle-même par un petit presse-étoupes spécial, dans la disposition de la figure 309.

La figure 310 représente les dispositions, un peu différentes, d'un presse-étoupes exécuté à Indret pour la machine de la ***Mitraille***. Le

presse-garniture est actionné par un écrou unique E, auquel la surface extérieure de la boites à étoupes sert de boulon. La boite à graisse D est

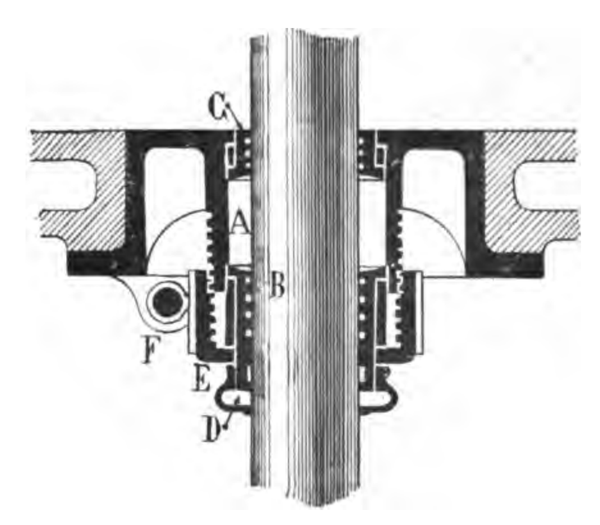


Fig. 310.

un simple réservoir d'huile. La paroi intérieure du culot et du presse-étoupes présente une série de cannelures, qui peuvent coopérer à l'étanchéité.

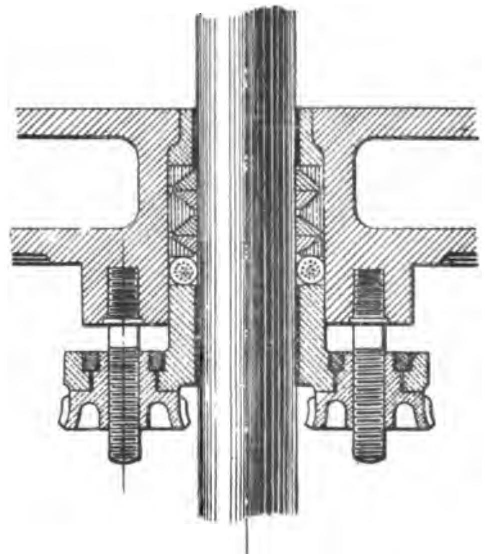


Fig. 311.

Les garnitures métalliques se composent d'une série d'anneaux à section triangulaire, coupés en un point de leur circonférence, suffisam-

ment élastiques pour s'ouvrir quand on opère un desserrage. On superpose ces anneaux en contrariant les coupes. Le serrage est fait par un presse-garniture et des boulons, comme dans le cas des garnitures en amiante.

La figure 311 représente le presse-étoupes à garniture métallique des machines du *Forban*; on remarquera le toron interposé entre la garniture et le presse-garniture, qui est destiné à assurer la plasticité indispensable.

La Compagnie Transatlantique a quelquefois employé des presse-étoupes analogues à ceux de la figure 311, avec addition d'une boîte à huile. Le graissage des anneaux métalliques a beaucoup moins besoin d'être abondant, que celui des garnitures d'étoupe ou d'amiante exposées à se durcir quand elles sont trop sèches.

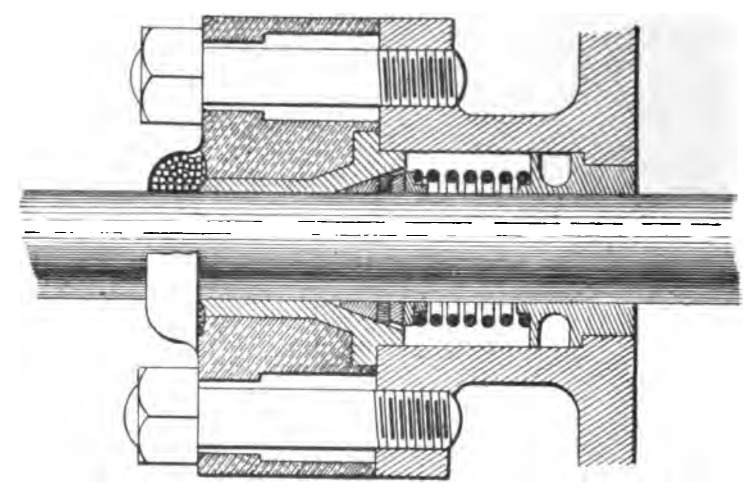


Fig. 312.

Le presse-étoupes de tige de piston a été l'objet des recherches des inventeurs. Je citerai en particulier les modèles Jerome, à serrage automatique, employés aux Etats-Unis sur des locomotives. Les garnitures métalliques s'appuient, du côté du culot sur un ressort spiral (fig. 312); cette disposition est rationnelle pour conserver aux bagues leur élasticité. Il y a même des presse-étoupes Jerome, dans lesquels les garnitures peuvent prendre un petit mouvement d'inclinaison par rapport à la tige (fig. 313) ; la tige peut alors osciller légèrement, en même temps que se déplacer latéralement, à la suite des inégalités d'usure.

L'existence d'une très légère fuite de vapeur au presse-étoupes est beaucoup moins dangereuse qu'un excès de serrage.

Les cylindres portent, sur chacun de leurs fonds, une petite soupape

de sûreté, principalement destinée à s'ouvrir en cas d'entraînement d'eau. La section de cette soupape se calcule à raison de 0,0005 environ

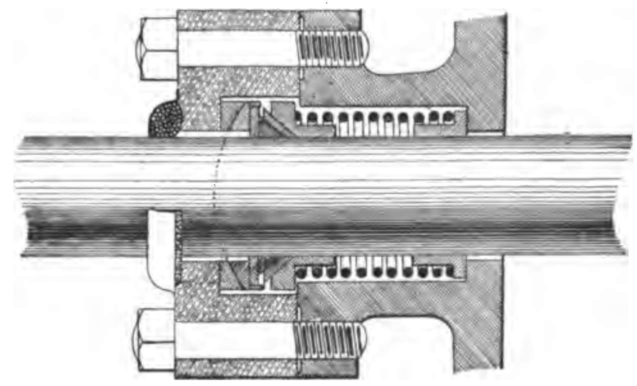


Fig. 313.

de la surface du piston. La charge de son ressort est égale à la pression intérieure, plus 1 kilogramme.

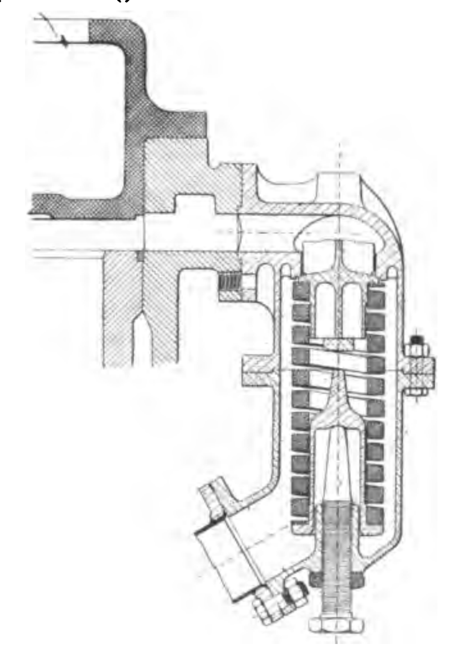


Fig 314.

Sur les cylindres B P, quelques précautions sont nécessaires, pour prévenir les rentrées d'air par les soupapes de sûreté.

Les cylindres reçoivent, à leurs deux extrémités, des purges qui doivent communiquer, à volonté, avec l'atmosphère et avec l'intérieur des condenseurs, suivant ce qui a été dit au numéro 70.

Le tuyautage des indicateurs sert principalement à relever les diagrammes, mais il peut rendre aussi quelques autres services. Le tuyau d'indicateur met, en effet, les deux côtés du piston en communication, quand cela est nécessaire pour la manœuvre (n° 74, p. 222). On se servait autrefois du tuyautage d'indicateur, pour vérifier à chaud l'étanchéité des pistons et des tiroirs, en admettant la vapeur d'un côté, et ouvrant à l'atmosphère de l'autre. On ne fait guère aujourd'hui que des essais à l'eau, surtout des essais de pression dans les cylindres bruts, lors de leur recette en usine.

Les appareils de graissage des cylindres ont été étudiés au numéro 112.

210. — *Pistons à vapeur.* — Les pistons à vapeur se composent de trois parties, le corps A, la couronne C, la garniture B serrée entre le corps et la couronne et donnant l'étanchéité.

Le corps de piston présente deux dispositions.

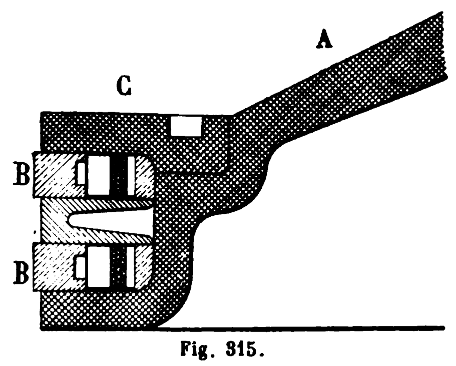


Fig. 315.

Les corps de piston en acier moulé sont à paroi simple et ont une forme conique (fig. 315, 319). Cette disposition, qui est à la fois très solide et très légère, est d'un emploi à peu près exclusif dans la Marine de guerre ; elle suppose que le piston porte une seule tige.

Les corps de piston en fonte de fer sont toujours à deux parois réunies par des nervures (fig. 316, 317) ; les douilles d'encastrement de la tige, ou des tiges, sont formées par des renflements de nervures. Cette disposition, beaucoup plus lourde que la précédente, était seule possible, avant l'emploi des pistons en acier ; elle a été conservée presque universellement dans la marine de commerce.

La couronne C, qui a succédé à l'ancien presse-garniture des premiers pistons à vapeur, est boulonnée à bloc, sans aucun jeu, fig. 315 et 316 ; les bagues métalliques sont ajustées à frottement doux entre la collerette du corps de piston et la couronne serrée à bloc. Il existe toutefois

Piston d'une machine horizontale.

Coupe dans le corps du piston et vue de la bague.

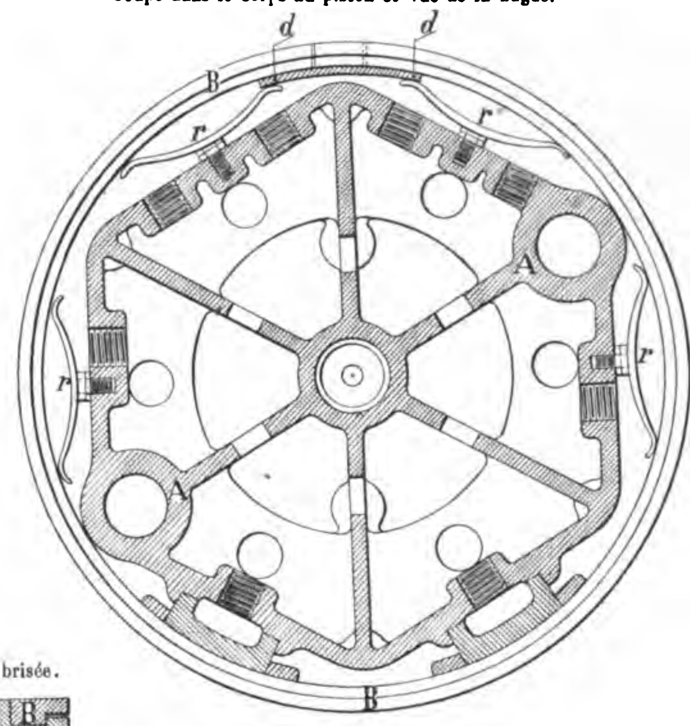


Fig. 316.

Coupe brisée.

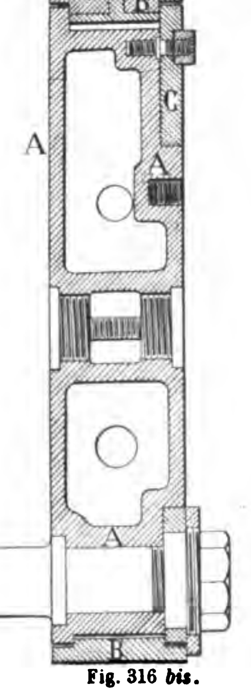
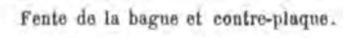


Fig. 316 *bis*.

Fente de la bague et contre-plaque.



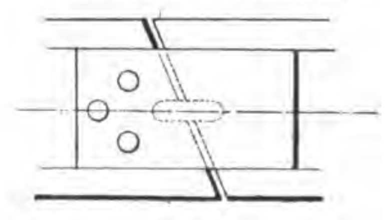


Fig. 316 *ter*.

un modèle de piston, à ressort hélicoïdal, le piston Buckley, fig. 317, dans lequel la couronne est à serrage variable et garde un jeu, que la figure 317 représente en l'exagérant.

La garniture métallique la plus répandue consiste en une bague unique en fonte douce, fig. 116, tournée extérieurement à un diamètre un peu plus grand que celui du cylindre, serrée avec un frein au moment de son introduction, et appliquée sur la paroi du cylindre par des ressorts *r*, dont on règle le bandage à volonté.

La bague est coupée en un point de sa circonférence. La fente est oblique, pour ne pas laisser une génératrice du cylindre sans usure ; elle est fermée à l'intérieur par une contre-plaque *dd*, fixée à l'une des deux lèvres, qui porte un téton saillant *ee*, faisant couvre-joint, fig. 316 *ter* ; le couvre-joint frotte sur la paroi du cylindre, en fermant le passage à la vapeur dans l'épaisseur de la bague coupée.

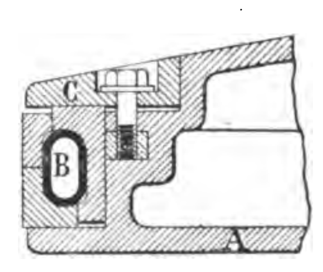
Quelquefois, il y a deux bagues métalliques, dont les coupes se contrarient. Cette disposition avait été longtemps abandonnée ; on l'a reprise en intercalant, entre les deux bagues élastiques, un anneau fixe non coupé ou anneau-bloc, fig. 315, à l'imitation des garnitures habituelles des tiroirs cylindriques.

La pression des ressorts, nécessaire pour bien appliquer les bagues, n'a pas besoin d'être très élevée, parce que la vapeur pénètre sur le dos de la garniture aussi facilement, pour le moins, que sous sa surface extérieure. On se contente, à Indret, de régler la pression des ressorts à raison de $0^k,250$ par centimètre carré de surface frottante; les autres usines portent généralement la pression à $0^k,400$. Ces pressions, probablement suffisantes pour les cylindres HP, où les frottements sont particulièrement à craindre, semblent un peu faibles pour les cylindres BP, où il importe, par-dessus tout, de supprimer les fuites de vapeur. Du reste, il n'y a pas lieu de fixer de règle absolue ; on peut, après avoir commencé par des pressions faibles, augmenter le bandage des ressorts à la suite des premières visites, si l'on trouve que les frottements ne se font pas bien.

Il est à remarquer que le bandage des ressorts est, dans tous les cas, insuffisant pour contre-balancer la pression de la vapeur exercée directement sur la surface extérieure des bagues. Par suite, si les bagues viennent à recouvrir, à bout de course, une portion des lumières d'arrivée de vapeur, il se produit des claquements métalliques très vifs. Il importe, pour ce motif, de faire déboucher les lumières presque entièrement dans les fonds et dans les couvercles, non sur la paroi cylindrique.

La précision d'ajustage, pour que la bague se trouve prise à frotte-

ment doux entre la lèvre du piston et la couronne, est difficile à obtenir. Un serrage élastique dans le sens de la hauteur serait désirable. Ce serrage est donné, en même temps que la pression sur la paroi, dans le piston Buckley ; la figure 317 est assez claire pour se passer d'explication sur ce point.



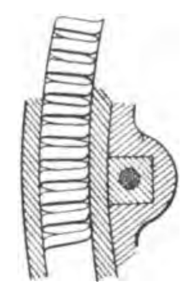


Fig. 317.

Les bagues métalliques étaient toujours comprises autrefois entre les deux lèvres du piston et de la couronne, comme sur la figure 117. La disposition actuelle, qui consiste à leur faire recouvrir ces lèvres, fig. 316, a l'avantage de donner une plus grande surface frottante, pour une même hauteur de piston.

Il existe quelques autres modèles de garnitures, où l'on supprime les ressorts à bandage variable, par exemple dans le piston Ramsbotton,

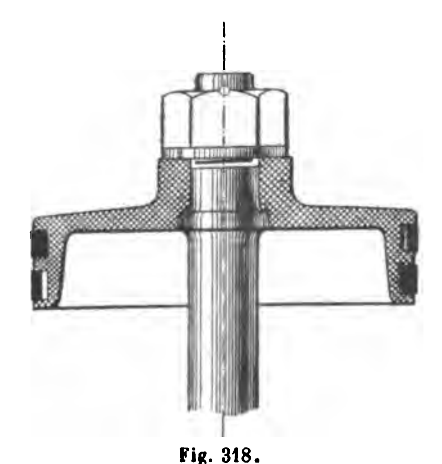


Fig. 318.

appelé aussi piston suédois, fig. 318. Dans ce piston, l'étanchéité est simplement donnée par une série de petites bagues élastiques, à épaisseur variable, logées dans des cannelures du piston. La vapeur passe librement dans la coupe de chaque bague, mais elle se détend ensuite avant d'atteindre la coupe suivante, et n'arrive pas à traverser toute la

garniture pendant une course simple. Dans sa partie la plus épaisse, chaque bague remplit sa cannelure jusqu'au fond.

Le piston suédois ne s'applique qu'à des machines de faible puissance.

La disposition des garnitures du *Cassard*, fig. 319, rappelle celle des pistons suédois, avec cette différence, toutefois, que les bagues sont appuyées intérieurement sur des ressorts ondulés. Il n'aurait pas été admissible, sur une aussi grosse machine, de laisser les pistons sans aucun jeu ; la mise en place, qui exige habituellement le serrage des bagues par un frein, n'aurait pu se faire.

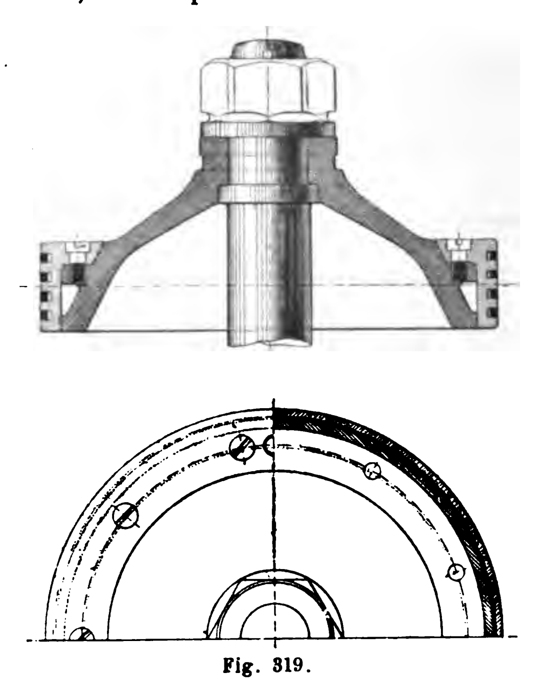


Fig. 319.

Les bagues, en même temps qu'elles s'appuient extérieurement sur le cylindre, servent, à l'intérieur, à guider le corps du piston dans son mouvement. A cet effet, dans les machines horizontales, le poids du piston ne pouvant porter sur des ressorts, il est indispensable de disposer des cales à la partie inférieure de la circonférence, comme l'indique la figure 316.

Le jeu, qui limite le mouvement permis par les ressorts, est en général de 1 millimètre suivant le rayon.

Le soin, avec lequel on s'applique à réduire la pression des garnitures sur les parois du cylindre au strict minimum, a surtout pour objet de permettre de réduire le plus possible le graissage intérieur de la ma-

chine. Le frottement intérieur, donné par les faibles pressions, est, lui-même, très faible dans les machines verticales. En raison de la parcimonie du graissage, l'usure est cependant prononcée dans le cylindre HP, où la température élevée rend l'huile peu onctueuse et où la présence de la chaux, amenée par la vapeur des chaudières, peut exposer à un véritable rodage.

Pour diminuer l'usure des parois, il importe, en même temps qu'on emploie, pour le cylindre, une fonte dure et tenace, de faire, au contraire, les bagues du piston en fonte très douce. On a quelquefois antifrictionné les bagues; mais cette pratique est abandonnée. On emploie maintenant avec succès, pour le cylindre HP et même le cylindre MP, les bagues en bronze, depuis longtemps appliquées aux tiroirs cylindriques. Le bronze adopté est le métal Parsons, à 4% d'antimoine; il est un peu cassant, ce qui exige quelques précautions dans l'ajustage de la rainure du couvre-joint.

211. — *Boîtes à tiroirs et tiroirs de distribution. Etanchéité et compensation.* — Les boîtes à tiroirs sont soumises aux mêmes pressions intérieures et aux mêmes dilatations que les cylindres. Leur construction exige une étude des plus attentives, parce qu'elles présentent souvent de larges surfaces planes, qui ont besoin d'être fortement nervurées; il faut veiller aussi à rattacher, l'une à l'autre, les parois des lumières de distribution de vapeur.

La solidité des boîtes à tiroir se vérifie, en même temps que celle des cylindres, dans l'essai à froid, fait à la presse hydraulique, sous une pression supérieure, de six kilogrammes, à la pression de la vapeur à laquelle elles doivent être soumises en service.

Les tiroirs de distribution, dont nous avons étudié la régulation et le fonctionnement au chapitre IV, sont soumis, dans leur construction, à deux conditions principales. Ils doivent être parfaitement étanches. Ils doivent être aussi bien compensés que possible, c'est-à-dire appliqués sur la glace du cylindre par une pression résultante faible, ne donnant lieu qu'à des frottements modérés.

L'étanchéité s'obtient de deux manières différentes. Tantôt elle résulte du simple portage de deux surfaces planes l'une sur l'autre; dans ce cas la compensation ne peut pas être complète, parce qu'une certaine pression extérieure est nécessaire pour appliquer les surfaces frottantes l'une sur l'autre. Tantôt elle est donnée par le bandage de garnitures analogues à celles des pistons à vapeur; c'est le cas pour les tiroirs étudiés au numéro 213.

Les anciens tiroirs en D présentaient une disposition mixte. L'étan-

chéité était obtenue par le contact des surfaces planes sur le côté travaillant, et par des garnitures sur le dos du tiroir. L'impossibilité d'obtenir l'étanchéité dans les angles, au passage de l'un des systèmes à l'autre, se traduisait par un accroissement de dépense de vapeur et de charbon, qui a fait abandonner cette forme de tiroirs.

La compensation a une influence appréciable sur le rendement mécanique u des machines, puisque, d'après les chiffres donnés au numéro **123**, elle peut diminuer de 25 % la perte totale de travail, de 0,06 F environ, due au frottement.

La compensation, de même que l'étanchéité, est obtenue de deux manières différentes, pour les tiroirs étudiés dans les deux numéros qui suivent. Le calcul de la compensation est difficile à établir pour les tiroirs à face travaillante plane, parce qu'on ne connait pas la pression qui règne entre les deux surfaces frottant l'une sur l'autre. Il résulte d'une expérience de physique bien connue, que le vide doit s'établir entre les surfaces, si le contact est rigoureux. On admet que la pression varie, en réalité, d'une arète à l'autre, et que sa valeur moyenne est à peu près la moyenne entre les pressions des deux réservoirs séparés par les barrettes en contact.

Sur les tiroirs cylindriques, la symétrie des pressions sur toute la périphérie rend la compensation parfaite.

212. — *Tiroirs plans ou à coquille.* — Les tiroirs plans ou à coquille sont représentés, sous leur forme la plus simple, par la figure 320 relative aux tiroirs de la canonnière la *Mitraille*. Il n'y a qu'une seule arête d'admission et une seule arête d'évacuation pour chaque lumière du cylindre. La pression de la vapeur s'exerce sur toute la surface extérieure de la coquille, sans aucune compensation.

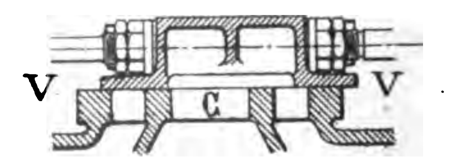


Fig. 320.

La figure 321 représente un tiroir à coquille d'une disposition plus perfectionnée, empruntée à la machine du *Charles-Martel*, cylindre BP. Le tiroir est traversé par deux canaux V' V'', qui reçoivent la vapeur par les parois latérales; il y a ainsi, pour chaque lumière, deux arêtes d'admission et deux arêtes d'évacuation, qui ouvrent et ferment simultanément. La compensation est obtenue, en mettant le dos du tiroir, sur

la plus grande partie de sa surface, en communication avec un réservoir C', dans lequel le vide est établi. La pièce glissante, fixée sur le dos du tiroir, qui doit donner le joint étanche avec la face du réservoir C', est rendue extensible par la présence d'une membrane métallique flexible, fixée d'un côté à cette pièce et de l'autre au dos du tiroir.

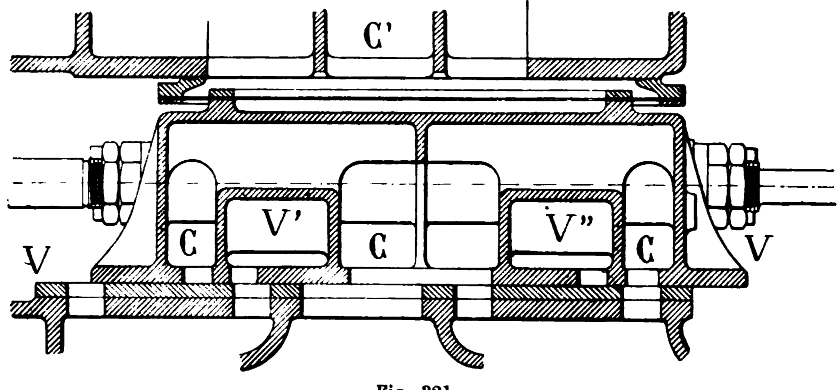


Fig. 321.

Le compensateur de la figure 321 remonte aux anciennes machines Mazeline, bien connues pour la parfaite étanchéité de leurs tiroirs ; il comportait, à l'origine, un presse-étoupes, qui a été avantageusement remplacé par la membrane flexible.

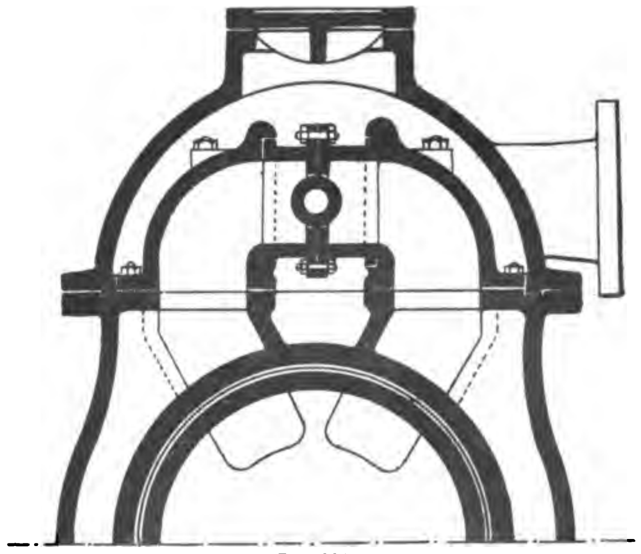


Fig. 322.

La figure 322, empruntée à M. Seaton, représente un tiroir à coquille qui serait compensé de lui-même, comme les tiroirs cylindriques, sans

l'addition d'aucun organe particulier. Dans cette disposition, la parfaite étanchéité ne peut être obtenue, que si l'on suppose les parois mêmes du tiroir douées d'une certaine flexibilité.

Les tiroirs à coquille admettent toujours la vapeur par les arêtes extérieures, car la pression de la vapeur agissant à l'intérieur de la coquille tendrait à décoller le tiroir de la glace du cylindre. Par suite, les excentriques conduisant ces tiroirs ont un angle de calage α supérieur à 90°.

213. — *Tiroirs cylindriques.* — Le tiroir cylindrique, qui se compose essentiellement de deux pistons montés sur une tige, est, par sa nature même, exactement compensé. Il n'y a d'autre pression et d'autre frottement que ceux produits par les garnitures métalliques et nécessaires pour assurer l'étanchéité.

Les tiroirs cylindriques peuvent admettre par les arêtes extérieures ou les arêtes intérieures indifféremment. La propriété des tiroirs cylindriques, d'admettre par les différentes arêtes, a conduit à adopter quelquefois les deux systèmes d'admission alternativement, pour les cylindres successifs d'une même machine, afin de simplifier le tuyautage. Un simple tuyau droit suffit, en effet, pour conduire la vapeur, d'un tiroir qui évacue par les arêtes intérieures, à un tiroir qui admet par les arêtes intérieures.

L'admission par les arêtes intérieures a l'avantage de permettre de compenser le poids du tiroir, en donnant au piston supérieur un diamètre un peu plus grand qu'au piston inférieur. Avec l'admission par les arêtes extérieures, il faudrait donner un diamètre moindre au piston supérieur, ce qui n'est pas possible, parce que le tiroir doit pouvoir s'introduire par le haut de la boîte.

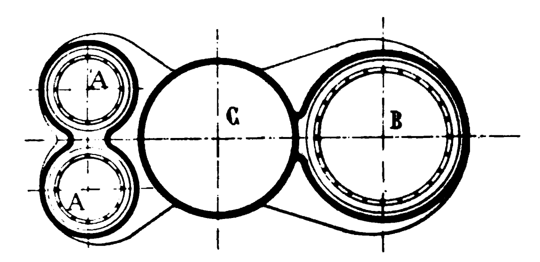


Fig. 323.

Les tiroirs cylindriques ne peuvent pas recevoir de grands diamètres, sous peine de présenter des espaces morts démesurés, parce qu'il faut faire embrasser par les lumières de vapeur tout le pourtour de la boîte à tiroir. La figure 323 montre clairement l'avantage que l'on trouve,

pour un même développement total d'orifices de vapeur, à employer deux tiroirs AA, au lieu d'un seul tiroir B de diamètre double. On met jusqu'à quatre tiroirs, sur les cylindres de très grand diamètre ; on arrive ainsi à ne pas dépasser, avec les tiroirs cylindriques, le volume d'espaces morts donné par les tiroirs plans.

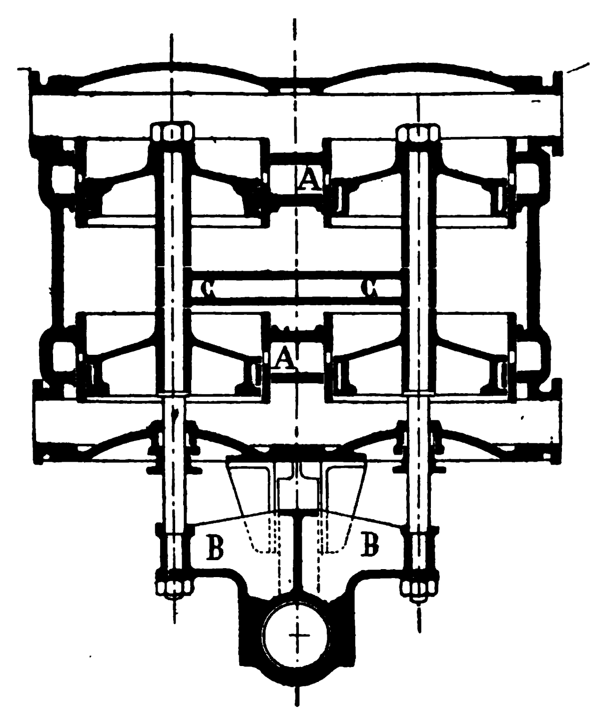


Fig. 324.

Les tiroirs cylindriques multiples peuvent être par paires, dans une seule boîte sectionnée en hauteur, en A A, par les cloisons des lumières de vapeur communes aux deux tiroirs, fig. 324. Les tiroirs sont alors attelés sur une traverse unique BB, et réunis à mi-hauteur par une entretoise CC.

La construction des tiroirs cylindriques présente deux dispositions très différentes, selon qu'ils sont d'une seule pièce, fig. 325, ou bien faits d'assemblage, fig. 326.

Les tiroirs d'une seule pièce ont l'avantage de former un canal de communication entre les deux extrémités de la boîte qui les renferme ; il suffit alors d'un tuyau unique, d'arrivée ou de sortie de vapeur, pour desservir les arêtes extérieures, admission ou évacuation, comme pour desservir les arêtes intérieures. Un seul tuyau, simple, de direction oblique, conduit ainsi la vapeur d'un cylindre au suivant, en supposant

que l'admission se fasse, dans tous, par les arêtes intérieures du piston.

Les tiroirs d'assemblage se composent de deux pistons, avec une entretoise creuse qui les sépare, fig. 326. Leur avantage est de se démonter facilement et de se retirer, par parties, de la boîte à tiroir, sans qu'il soit besoin, en hauteur, d'un grand espace vide au-dessus de cette boîte. Ils sont aujourd'hui d'un emploi presque général.

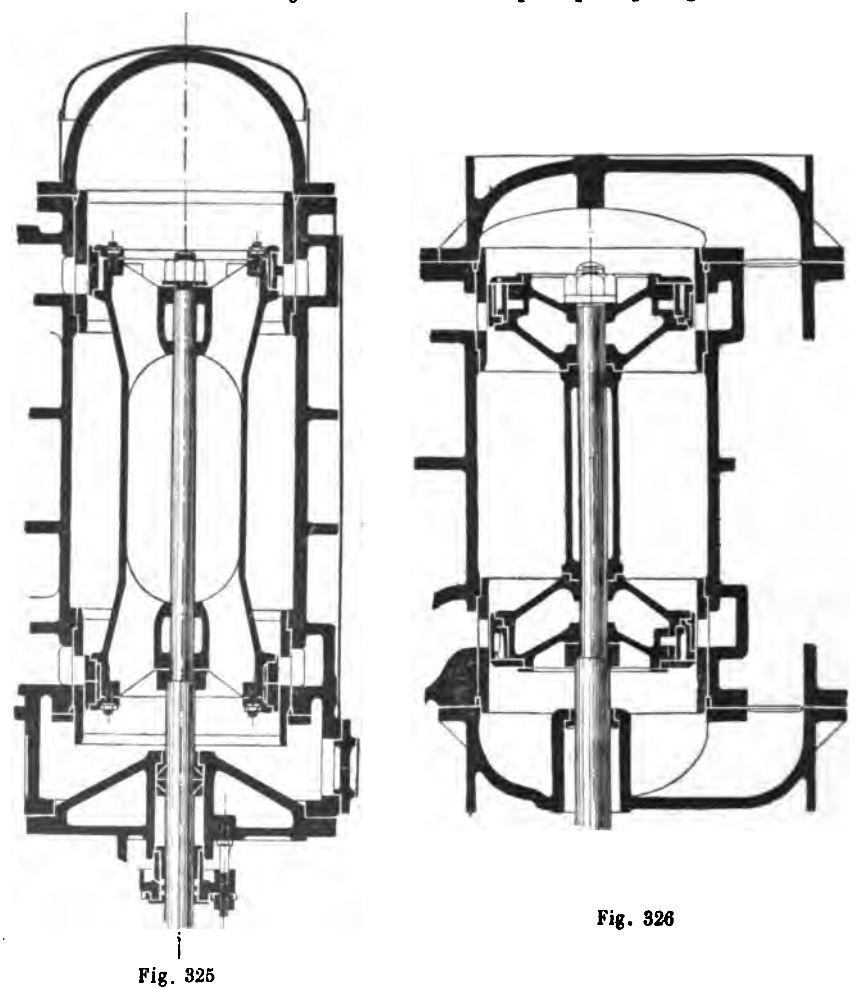


Fig. 325

Fig. 326

La facilité de visite est une qualité importante au point de vue de l'économie de vapeur. Le temps nécessaire, pour resserrer une garniture en bandant ses ressorts, peut varier, de deux heures pour un tiroir cylindrique d'assemblage, à deux journées pour un tiroir d'une seule pièce, quand il faut retirer ce dernier par le bas de la boîte, en démontant les organes de transmission de mouvement. Le démontage des tiroirs plans

par le dos de la boite, quand il exige l'enlèvement d'un compensateur et d'un tuyautage, est aussi une opération très longue.

Les garnitures des tiroirs cylindriques peuvent présenter toutes les dispositions de celles des cylindres eux-mêmes. Le plus souvent, elles se composent de deux bagues en bronze Parsons, B, B, séparées par un bloc ou anneau non coupé, fig. 315. La pression est exercée sur elles par un simple ressort ondulé à bandage constant, comme sur le piston de la



Fig. 327.

figure 319, ou mieux par les ressorts ordinaires à serrage facultatif, fig. 327.

Les pistons des tiroirs cylindriques frottent toujours sur une chemise rapportée dans la boîte à tiroir. Cette chemise, généralement en acier,

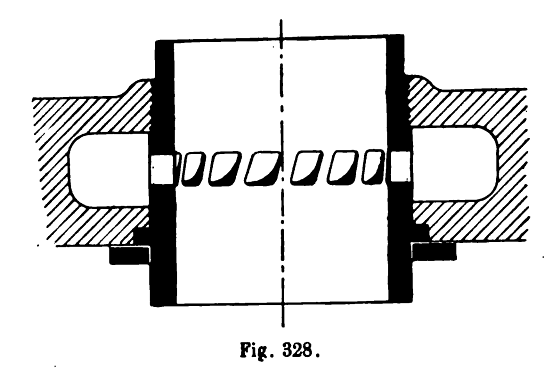


Fig. 328.

porte, dans les machines d'Indret, les nervures transversales obliques, destinées à relier les deux lèvres de la lumière de vapeur ; elle est vissée sur l'une de ces lèvres, et agrafée sur l'autre, comme le représente la figure 328.

§ 2. — Organes de transmission de la puissance ; principales pièces mobiles.

214. — *Tiges de pistons et traverses.* — La série des pièces qui transmettent le travail moteur, des pistons à l'hélice, commence par les tiges des pistons, les plus simples de toutes en apparence, et celles qui exigent le plus de soins dans la construction, et le plus de surveillance pendant la marche.

Sauf de rares exceptions, les machines verticales ont une seule tige par piston. Une seconde tige rendrait peu de services, puisque le piston n'est soumis à aucun moment tendant à lui faire prendre une inclinaison par rapport à l'axe du cylindre. Si, d'ailleurs, on se préoccupait de combattre les moments de ce genre pouvant survenir accidentellement, il faudrait trois tiges, au moins, pour empêcher l'inclinaison du piston de se produire autour d'un diamètre quelconque. Même dans les machines horizontales, où le frottement applique au piston un moment d'inclinaison autour de son diamètre horizontal, les doubles tiges ont été abandonnées en même temps que la disposition à bielle renversée. Les doubles tiges, en effet, augmentent sensiblement les difficultés de montage, le poids, et aussi le prix de revient du train mobile.

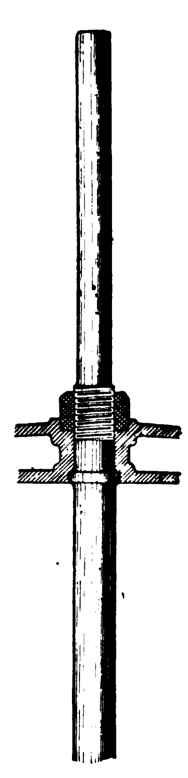


Fig. 329.

Sur les machines horizontales, la tige de piston se prolonge assez souvent, sous forme de contre-tige traversant le couvercle ; le supplément de guidage ainsi obtenu assure assez bien la position du piston, comme nous l'avons indiqué au n° 192, quand il y a choc, ou frottement anormal exagéré, en un point de sa circonférence.

Sur les machines verticales, la diminution du frottement, et l'égale répartition des chocs et des frottements sur le pourtour, enlèvent sa raison d'être, à la contre-tige ; mais comme, d'un autre côté, l'inconvénient des contre-tiges au point de vue de l'encombrement a disparu, cet organe est quelquefois conservé, quand la machine n'est pas placée sous un pont protecteur, c'est-à-dire à bord des paquebots et des yachts. Il ne saurait être question de contre-tiges sur les bâtiments de guerre.

Les tiges de piston sont toujours pleines, pour le motif qui a été indiqué au n° 192.

La longueur de l'emmanchement de la tige dans le piston n'est jamais inférieure aux trois quarts du diamètre de la tige, et elle s'élève parfois à une fois et quart ce diamètre.

L'emmanchement est quelquefois conique, figure 330, ce qui est la meilleure disposition pour l'étanchéité du joint.

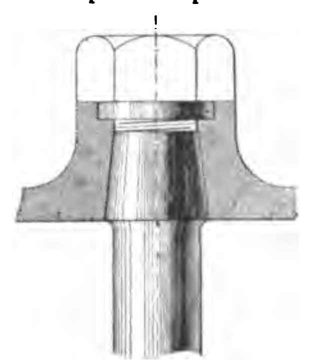


Fig. 330.

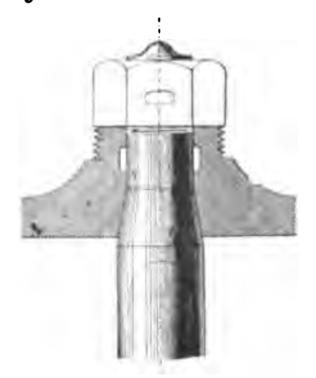


Fig. 331.

L'emmanchement cylindrique, représenté figures 318 et 319 est généralement préféré, parce qu'il fatigue moins le piston et qu'il permet d'assurer avec précision la position du piston sur sa tige, à l'aide de rondelles rapportées sous le collet, sans rien changer à la position de la traverse.

Enfin l'emmanchement est quelquefois mi-partie conique et mi-partie cylindrique. Dans ce dernier cas, la conicité peut être assez forte pour éviter les adhérences excessives résultant du serrage du piston et de la tige ; de plus, le danger de fendre le piston sous l'action d'un coin très effilé, qui s'est révélé sur les pistons en fonte, est écarté; enfin la réduction du diamètre de la partie filetée, qui travaille par tension, est moindre. Par contre, l'avantage de l'emmanchement cylindrique, au point de vue du réglage de la longueur de la tige, est perdu ; le réglage de la longueur doit se faire sur la traverse.

L'emmanchement sur la traverse est toujours cylindrique, avec collerette d'un côté et écrou sur l'autre face, ce qui permet de régler facilement la longueur de la tige.

La traverse de tige de piston porte deux tourillons recevant les deux branches du pied de bielle à fourche. L'ajustage doit placer l'axe des tourillons xx' dans une direction exactement perpendiculaire à l'axe de l'emmanchement yy', fig. 332.

Le patin de glissière est venu de forge avec la traverse. En géné-

ral, il n'y a qu'un seul patin, fig. 333, embrassé par la glissière, qui est creusée, à cet effet, de deux rainures profondes. La surface principale, *ab*, frotte sur la glissière de marche avant ; les deux surfaces *cd*, *c'd'*, frottent sur la contre-glissière de marche arrière. Quelquefois le patin forme un cadre complet, embrassant une glissière simple, comme sur la figure 332; dans ce cas, il se compose d'une portion venue de forge avec la traverse et d'une partie mobile, boulonnée sur la première.

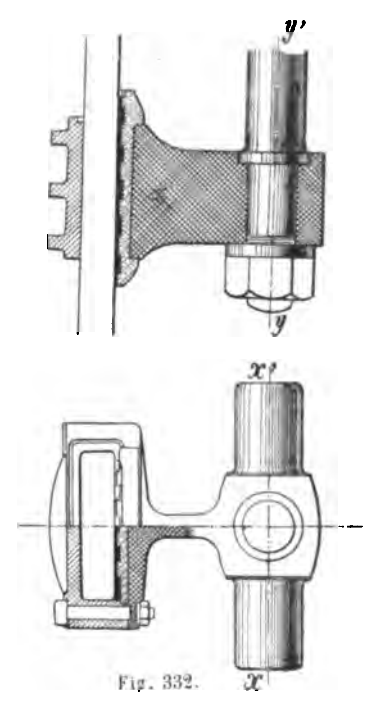
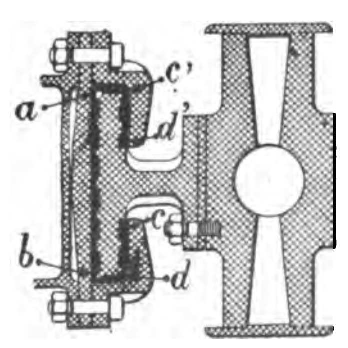
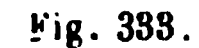


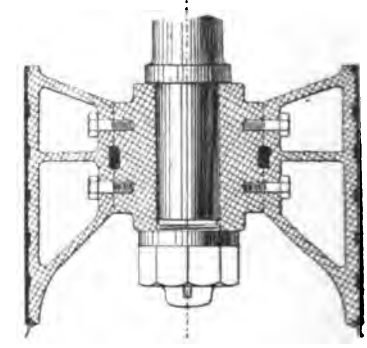
Fig. 332.

215. — *Glissières.*— Les glissières de pied de bielle présentent des dispositions très variées, auxquelles correspondent des formes différentes du patin.

Dans le cas de la figure 332, la glissière est composée d'une lame d'acier unique, dressée sur ses deux faces, qui forment, l'une la glissière proprement dite, l'autre la contre-glissière de marche en arrière ; elle est uniquement fixée sur ses supports par ses deux extrémités, et se trouve exposée à une certaine flexion, au moment où la bielle présente son maximum d'obliquité. On évite le danger de flexion, en se contentant de prendre, pour contre-glissière, deux ailes latérales seulement rapportées sur la glissière, suivant la figure 333, la partie centrale étant alors reliée au bâti sur toute la longueur de la glissière.




Fig. 333.


Fig. 334.

On établit quelquefois deux glissières distinctes, l'une à bâbord, l'autre à tribord, fig. 334, pour les deux marches avant et arrière, de manière

à faire travailler le patin et la glissière par compression directe, quel que soit le sens de la marche. Cette disposition, qui reproduit celle des machines horizontales de Dupuy de Lôme, est de moins en moins employée sur les machines verticales, parce qu'elle complique inutilement l'ajustage et le montage.

Il n'y a pas lieu de rappeler, sinon pour mémoire, la disposition compliquée, dans laquelle la traverse porte un patin à l'extrémité de chacun des deux tourillons de pied de bielle. Chaque patin ayant deux faces travaillantes, il y a, pour chaque cylindre, quatre glissières, deux en avant de la tige, et deux en arrière.

216. — *Jeu de la glissière et de la contre-glissière. Chocs et échauffements.* — Le principe établi au n° 85, en vertu duquel la pression N de la glissière sur le patin est dirigée dans le même sens, pendant la montée et la descente du piston, suppose que la force résultante P, exercée par le piston, est une force constamment motrice. Lorsque la force P devient une force résistante, ainsi que cela a lieu, fig. 150 et 151, pendant les périodes de compression et d'avance à l'admission, le sens de la pression N sur le patin est celui qui correspond à la marche arrière. Il se produit donc, à chaque fin de course, du moins dans les machines verticales, un double battement du patin, qui va porter sur la contre-glissière un peu avant le point mort, et retourne sur la glissière aussitôt après le passage au point mort.

La glissière constitue, pour les pièces en mouvement, un point d'appui, qui est soumis à l'action de toutes les forces, y compris les forces d'inertie ; la position de la manivelle, pour laquelle le palier quitte la glissière, doit donc être cherchée, non sur la figure 151, mais sur la figure 152, qui tient compte de la force d'inertie agissant comme force motrice en fin de course. Sur la figure 152, l'angle φ de la manivelle avec la verticale, correspondant à une valeur nulle de N, est de 15°, tandis qu'il serait de 30° environ sur la figure 151 ; l'inclinaison correspondante β de la bielle est également de moitié seulement, 3°40' au lieu de 7°10', et tang β tombe de 0,126 à 0,065. Les forces d'inertie ont donc pour effet de diminuer de moitié la vivacité des claquements de glissière.

D'autre part, l'obliquité de la bielle donne lieu à une réaction horizontale due à son poids, qui est de même sens que N pendant la descente du piston, et de sens inverse à N pendant la montée. Le poids de la bielle tend donc à accroître un peu la vivacité du choc avant le point mort supérieur, et à la diminuer avant le point mort inférieur.

Soit P la valeur moyenne de la résultante des forces exercées sur le patin, pendant le temps qu'il met à passer de la glissière à la contre-

glissière, force qui est presque nulle, puisque le patin quitte la glissière dès que N change de sens ; soit de plus β l'inclinaison de la bielle à chaque instant. La force — N, en vertu de laquelle le patin se met en mouvement, est,

$$(2) \qquad - N = P \operatorname{tang} \theta.$$

La force vive atteinte par le patin, pendant qu'il parcourt le jeu ε entre la glissière et la contre-glissière, est,

$$(3) \qquad P \varepsilon \operatorname{tang} \theta.$$

Si nous appelons Π le poids du patin et de la tête de bielle, y compris une portion du poids de la tige et de la bielle, et V la vitesse avec laquelle le choc a lieu, nous avons,

$$(4) \qquad \frac{\Pi}{g} \frac{V^2}{2} = P \varepsilon \operatorname{tang} \theta.$$

Dans cette équation, P et tang θ sont tous les deux très faibles. Par suite, il n'y a pas à craindre, sur les glissières, de chocs proprement dits, du genre de ceux qui sont parfois si gênants, sur les têtes et pieds de bielle, et même sur les paliers du vilebrequin. Il ne peut se produire qu'un battement léger, dont le bruit se perd au milieu des autres, dans le roulement continu produit par une machine à allure rapide. Toutefois le désir légitime de rendre la machine entièrement silencieuse conduit à réduire le plus possible le jeu ε, qui descend quelquefois à $0^{mm},2$ sur les machines à contre-glissières. Quand la machine porte deux glissières distinctes pour les deux marches, les déformations de bâtis dues à la dilatation produisent, en marche, un jeu beaucoup plus élevé, pouvant atteindre 1 millimètre dans le haut des glissières.

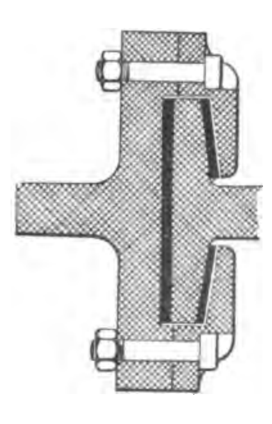


Fig. 335.

La faiblesse du jeu laissé entre la glissière et la contre-glissière oblige à les dresser suivant deux plans parallèles. L'obliquité, quelquefois, donnée à la contre-glissière, fig. 335, expose, en effet, à un coincement, quand la manivelle du vilebrequin subit un léger déplacement longitudinal par rapport au bâti du cylindre. Avec un jeu réduit accidentellement à $0^{mm},1$, et une pente du dixième à la contre-glissière, il suffit d'un déplacement d'un millimètre, du patin, à bas de course, dans le sens longitudinal, pour amener un échauffement formidable, dont on a eu des exemples.

217. — *Grandes articulations. Coussinets de bielles et de paliers.* — La construction de tous les paliers d'arbres et de toutes les grandes

articulations des machines est soumise à certaines règles générales, qui s'appliquent même aux excentriques et aux mécanismes secondaires.

Une portée d'arbre ou un tourillon quelconque, tournant dans un coussinet, produit une usure qui ne se corrige que par le serrage ; de là, nécessité de placer l'arbre ou le tourillon, entre un corps fixe et un chapeau mobile ; l'emploi des douilles simplement alésées n'est permis que dans les articulations à mouvement très lent, dont l'usure est négligeable.

Le chapeau est serré par des boulons qui travaillent uniquement dans le sens de leur longueur. Sa position doit être déterminée transversalement par les ressauts de sa surface de jonction avec le corps du palier ou de la bielle ; ces ressauts, coupés à angle droit, fig. 336, demandent un ajustage très exact.

La coupe entre les deux moitiés du coussinet doit être disposée de manière à permettre de régler le serrage avec précision, puisque le jeu se mesure en dixièmes de millimètre, et ne varie, le plus souvent, qu'entre 1 à 2 dixièmes. A cet effet, on interpose, dans la coupe, des cales de diverses épaisseurs, dont les plus minces sont en simple clinquant. Après avoir observé la position angulaire des écrous qui donne le serrage à bloc, on en déduit celle qui correspond au jeu cherché. On règle ensuite l'épaisseur des cales pour cette dernière position des écrous, en permettant de plus un petit serrage complémentaire. Plus tard, on enlève des cales lorsque l'usure l'exige. Les cales recouvrent la coupe entre le corps et le chapeau, aussi bien qu'entre les deux parties du coussinet, afin d'éviter au chapeau toute fatigue par flexion.

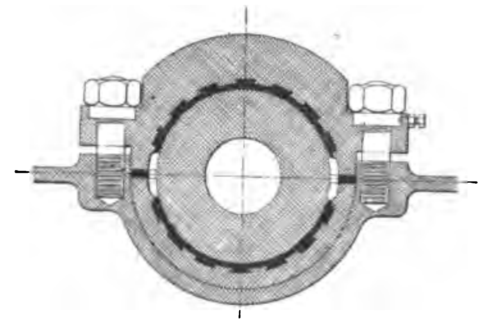


Fig. 336

Les règles concernant l'étendue nécessaire à la surface frottante, les dispositions des appareils de graissage, le choix des métaux pour les coussinets, ont été données au chapitre VII.

Il importe beaucoup que le portage sur les coussinets se fasse toujours dans le fond et jamais près de la coupe, parce que le coussinet est flexible et pourrait, à la suite de déformations accidentelles, *pincer* l'arbre ou le tourillon, près de la coupe, en donnant alors lieu à des échauffements continuels. Une déformation de ce genre, suivie de *pinçage*, se produit quand on arrose une pièce qui chauffe, parce que le dos du coussinet a subi par extension une charge qui a dépassé la limite

d'élasticité, et qu'il garde, par suite, une tendance à se cintrer en dedans.

On évite le portage près de la coupe, en y creusant le coussinet, dans un secteur embrassant une soixantaine de degrés en tout, suivant un rayon à peu près moitié moindre que le rayon du tourillon ; c'est ce que l'on nomme donner du *dépinçage* au coussinet. La figure 337 représente le dépinçage d'après les règles d'Indret. La cavité produite par le dépinçage constitue un réservoir d'huile très bien placé, comme

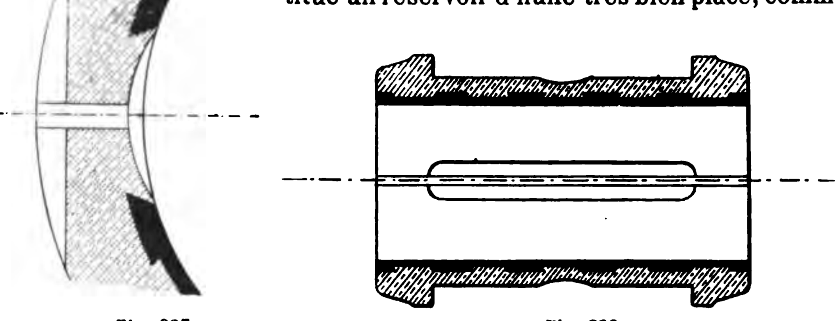


Fig. 337. Fig. 338.

nous l'avons indiqué déjà, fig. 201 ; ce réservoir devant être fermé à ses deux extrémités, on a soin de ne pas prolonger le dépinçage jusqu'au bord extérieur du coussinet, ainsi que le montre la figure 338.

M. Seaton indique un autre moyen simple d'empêcher le pinçage du tourillon par le coussinet, qui consiste à agrafer les quatres lèvres des coussinets, sur le palier et le chapeau, à l'aide de crampons en forme

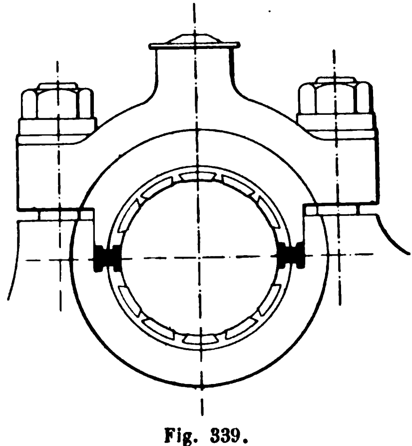


Fig. 339.

de H placés dans la coupe, ainsi qu'il est représenté, fig. 339. Ces H doivent gêner les cales de serrage.

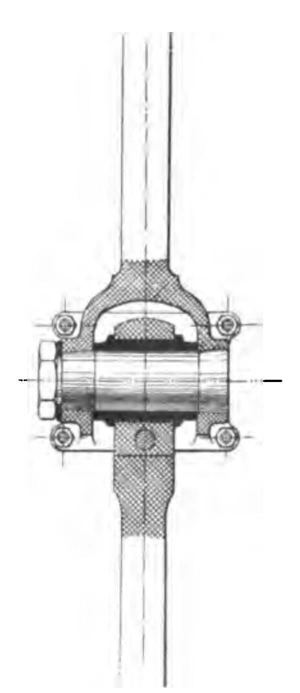
Depuis quelques années, on a apporté à Indret une simplification de construction, qui supprime radicalement le danger du pinçage, en ce

qui concerne le demi-coussinet de chapeau de bielle. On a supprimé ce demi-coussinet. Le chapeau reçoit directement la garniture de métal blanc et porte ainsi la surface frottante. Le dépinçage se pratique cependant, comme dans les conditions ordinaires.

La moitié inférieure des coussinets de paliers doit pouvoir se retirer et se remettre en place sans retirer l'arbre. A cet effet la face travaillante et le dos sont deux cylindres concentriques.

Quelquefois les paliers de l'arbre à vilebrequins portent une paire de boulons auxiliaires, s'appuyant à leur extrémité sur le corps du palier et filetés dans la moitié inférieure des coussinets. En faisant tourner ces boulons, on relève ou on abaisse le coussinet. Cette disposition, qui se rencontre en particulier dans la machine du *Neptune*, permet de corriger l'usure des paliers et de régler à volonté la position de l'arbre.

218. — *Bielles.* — La forme des bielles varie peu sur les machines verticales. La tête de bielle est toujours simple, pour embrasser la soie de manivelle. On la découpe quelquefois, dans la partie milieu, afin de lui donner plus de portée et de stabilité, dans le sens longitudinal, sans exagérer son poids et sa surface frottante ; dans ce dernier cas, la tête présente l'apparence d'une fourche très peu ouverte. Le pied de bielle est à fourche, fig. 292, pour embrasser l'extrémité de la tige de piston.


Fig. 340

Quand il y a deux tiges de piston, leur traverse porte un tourillon unique, compris entre les deux tiges ; le pied de bielle est alors simple, comme la tête. La même disposition, non à fourche, se rencontre sur le pied de bielle de beaucoup de machines de torpilleurs, dont la tige de piston se termine par une fourche embrassant le pied de bielle, fig. 340. Dans ce dernier cas, la tête de la tige de piston porte aussi le patin venu de forge ; la traverse se trouve réduite à un simple tourillon.

La bielle se compose du corps et des deux chapeaux serrés sur le corps par des boulons. Son encombrement, du côté de la tête, doit être réduit au strict minimum, parce que l'enveloppe des positions successives de la tête de bielle représente l'encombrement même de la machine.

On a été conduit, parfois, à remplacer les boulons par des prison-

niers vissés dans le chapeau, ce qui fait gagner la saillie des écrous, comme on le voit sur la figure 341 ; le pied de bielle, sur cette figure, a la même forme que la tête, pour un motif de pure symétrie. La forme générale des têtes de bielles à prisonniers rappelle quelque peu celle des anciennes bielles à chappe.

Les deux soies de la bielle ont des vitesses angulaires très différentes, par rapport aux coussinets qui les embrassent, le mouvement alternatif, pendant une révolution complète, n'étant guère que de 28° pour le tourillon de pied de bielle. Par suite, on ne donne au tourillon de pied que la moitié ou les six dixièmes du diamètre de la soie de manivelle ; le coefficient d'usure, dans ces conditions, est encore moindre pour le pied que pour la tête.

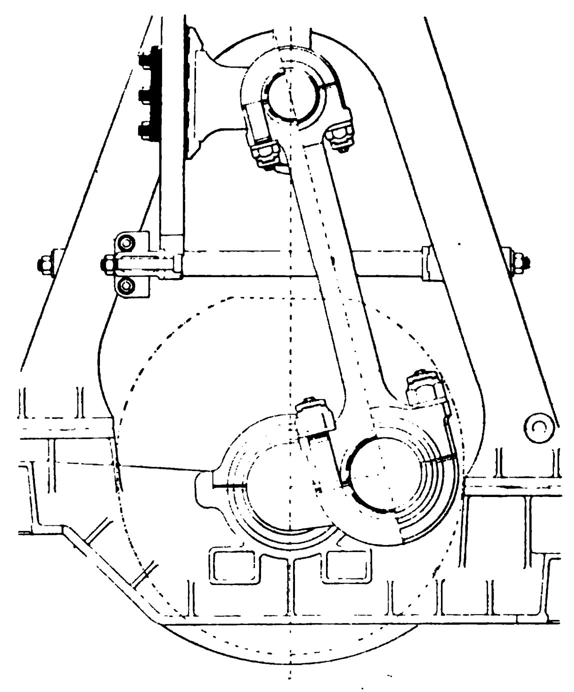


Fig. 341.

La précision, dans l'ajustage des bielles, porte sur le parfait parallélisme des axes des deux coussinets de tête et de pied. Ce parallélisme doit être soigneusement vérifié sur place, après le montage, en virant la machine à froid ; pour cette opération, on serre le chapeau de tête de bielle à bloc, et, à chaque station, on examine la manière dont le tourillon de pied se présente dans son coussinet.

La bielle, pièce très libre dans ses mouvements n'est pas exposée aux dangers de déformation des tiges de piston ; elle a surtout à craindre

les chocs ou les échauffements, qui peuvent obliger à ralentir l'allure ou parfois à stopper.

219. — *Serrage des coussinets de bielle. Chocs de tête et de pied.* — Le serrage des coussinets de tête et de pied de bielle se fait à bloc, comme nous l'avons dit, l'épaisseur totale des cales dans les coupes étant réglée très exactement, de manière à permettre ce serrage. Ensuite on desserre les écrous d'un petit angle, de manière à donner le jeu indispensable.

Le jeu dans les coussinets de bielle doit être limité au strict nécessaire, parce que, à fin de course, le brusque changement de direction de la pression de la vapeur sur le piston, qui se transmet sur la bielle avec toute son intensité, tend à produire un choc beaucoup plus violent que ceux auxquels sont exposées les autres pièces de la machine.

Il ne peut pas y avoir de règle précise au sujet du jeu convenant aux articulations de la bielle. A titre d'indication générale, on peut consulter le tableau suivant :

Diamètre de la soie	Jeu des coussinets
Inférieur à 50 mill.	0m/m,10
de 50 à 150	0m/m,15
de 150 à 300	0m/m,20
de 300 à 400	0m/m,25
Au-dessus de 400	0m/m,30.

Le jeu du pied de bielle est, en général, un peu moindre que celui de la tête.

Le jeu nécessaire aux bielles ne dépend pas uniquement, comme cela a lieu pour la plupart des pièces de machines, de la perfection de l'ajustage et du montage. La limite supérieure, imposée par le danger des chocs, varie avec le régime de distribution de la vapeur. Après avoir longtemps tâtonné sur les serrages, en tombant des chocs dans les échauffements, même avec des machines d'une bonne exécution matérielle, il a fallu quelquefois modifier la régulation des tiroirs pour obtenir une marche satisfaisante. Sur certaines machines, quelquefois au cylindre HP, plus souvent au cylindre BP, l'inconvénient des chocs n'a même jamais pu être entièrement évité.

Cette intervention de la régulation des tiroirs dans les chocs de bielle ne peut être expliquée qu'à la suite d'une étude assez délicate.

Le choc sur le pied de bielle a lieu au moment où, de pièce menante, la tige de piston devient pièce menée. Au même instant, la tête de bielle cesse de conduire, pour être conduite. Deux chocs se produisent alors simultanément, à la tête et au pied, sur le corps de la bielle en haut de course sur les chapeaux au bas de course. Il est à noter que le

rétablissement de l'effort moteur, succédant à l'effort résistant temporaire, ne donne pas lieu, comme pour les glissières, à un nouveau choc, après le passage au point mort.

L'instant du choc, qui précède l'arrivée au point mort, dépend uniquement du diagramme des forces résultantes agissant sur le piston, tel qu'il est donné figures 150 et 151 ; il n'y a pas à tenir compte, ici, de l'effet des forces d'inertie ou des forces résultantes représentées figures 152 et 153. Le piston ayant un mouvement retardé pendant la seconde moitié de sa course, il ne suffit pas, pour que le choc se produise, que la force mouvante devienne nulle ; il faut, de plus, qu'il y ait une force résistante, et que cette force résistante P, imprime une accélération négative, ou ralentissement, supérieure à l'accélération négative w due au mouvement uniforme de la manivelle. Cette condition peut s'exprimer, pour le pied de bielle, M étant la masse du piston et de sa tige, par l'inégalité,

(5) $$\frac{P}{M} > r\omega^2 \cos \varphi,$$

en prenant le cas du mouvement d'une bielle de longueur infinie et en appelant r le rayon de la manivelle.

Pour le pied de bielle, nous avons :

(6) $$M = \frac{\Pi_p}{g};$$

pour la tête de bielle, nous aurions,

(7) $$M = \frac{\Pi_p}{g} + \frac{\Pi_b}{g}.$$

Les conditions exactes, dont l'intensité du choc dépend, sont représentées sur les trois diagrammes de la figure 342, qui a été tracée en partant de la figure 151, côté haut de course, le poids des pièces mobiles s'ajoutant à la force résistante produite par la vapeur.

Sur le diagramme I, la courbe des accélérations J du piston et de sa tige supposée libre, est la courbe même des valeurs de P de la figure 151; il suffit, en effet, d'un changement d'échelle pour faire représenter, par les ordonnées, l'accélération J au lieu de la force P. La courbe des accélérations J' est déduite du tableau XV, page 259. Le point d'intersection A des deux courbes, vers l'angle de 164° de la manivelle, marque l'endroit où le tourillon de pied de bielle quitte le chapeau, pour se mouvoir librement dans l'espace, suivant un petit arc de la courbe J, jusqu'au moment où il se heurte au coussinet du corps de bielle.

Sur le diagramme II, les deux courbes des vitesses ont été déduites des courbes des accélérations du diagramme I. Les ordonnées de la courbe V' ont été calculées à l'aide de la formule (21), page 258. La courbe V des vitesses du piston, pendant qu'il est libre, est tracée, en

A'B' à partir du point A' correspondant à A du diagramme I. L'écartement des deux courbes V et V' représente la vitesse relative, en vertu de laquelle le choc se produit. Les deux courbes V et V' sont tangentes au point A', avec contact du premier degré.

Enfin le diagramme III représente les deux courbes des chemins parcourus, par le piston libre, d'une part, par la bielle conduite, d'autre part,

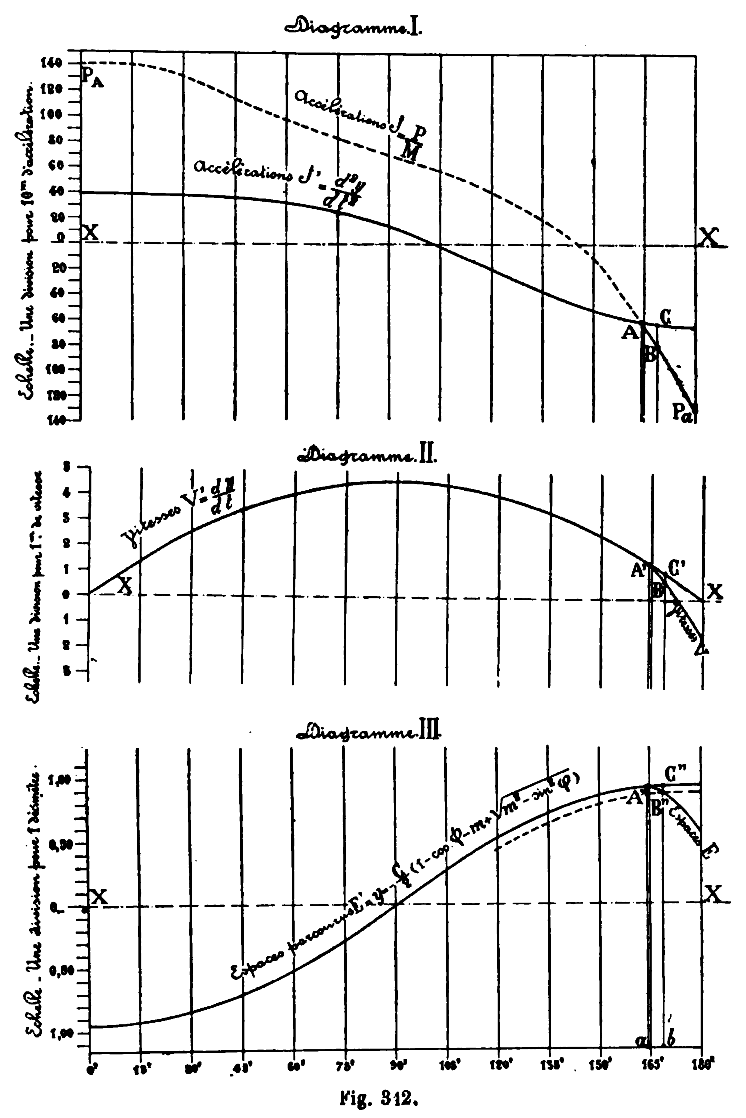


Fig. 312.

pendant leur séparation. Les ordonnées de la courbe E' ont été calculées à l'aide de la formule (21) page 258 ; celles de la courbe E ont été dé-

duites de la courbe V, à partir du point A" correspondant à A et A'. Les deux courbes E et E' sont tangentes au point A", avec contact du deuxième degré.

Si maintenant, sur le diagramme III, nous traçons une courbe parallèle à E', à une distance B"C" égale au jeu, l'intersection de cette courbe en B", avec la courbe E, marque l'instant où le choc se produit. La position angulaire de la manivelle est à ce moment en *b*. Si nous remontons, du diagramme III, au diagramme II, nous trouvons en B'C' la vitesse relative avec laquelle se produit le choc. En remontant au diagramme I, nous trouvons en BC, la différence des deux accélérations, du piston et de la bielle, au moment du choc.

Il serait difficile, à l'inspection d'une simple figure de principe comme la figure 342, de distinguer les conséquences d'un changement de valeur des accélérations relatives en C, c'est-à-dire de leur différence CB ou plutôt de l'angle CAB ; en effet, plus les courbes AB, A'B', A"B", s'écartent brusquement de AC, A'C', A"C", plus la distance angulaire *ab* est faible ; un accroissement rapide de l'accélération négative de A en B ne conduit donc pas nécessairement à une valeur élevée pour la vitesse B'C'. Il est certain, au contraire, que l'arc *ab* est d'autant plus court que le point A" se trouve sur une partie plus inclinée de la courbe E. Il y a donc intérêt, au point de vue du choc, à produire de bonne heure, dans le cylindre, une compression suffisante pour faire renverser le sens du portage.

Les indications de la figure 342 peuvent se compléter par les résultats d'un calcul assez simple, quand on néglige l'obliquité de la bielle.

Le jeu ε est parcouru en vertu de la différence des deux accélérations $\frac{P}{M}$ et $r\,\omega^2 \cos \varphi$, ce qui donne,

$$\varepsilon = \left(\frac{P}{M} - r\,\omega^2 \cos \varphi\right)\frac{t^2}{2}\,; \tag{8}$$

la différence entre les deux vitesses, qui résulte de cette différence d'accélération, est, pendant le même temps t,

$$\Delta V = \left(\frac{P}{M} - r\,\omega^2 \cos \varphi\right)t. \tag{9}$$

Nous tirons, de ces deux équations, l'expression de la vitesse relative ΔV, en vertu de laquelle a lieu le choc,

$$\Delta V = \sqrt{2\,\varepsilon}\;\sqrt{\frac{P}{M} - r\omega^2 \cos \varphi}\,. \tag{10}$$

Nous trouverions, de même, la différence des deux accélérations ΔJ.

L'effet du choc est d'imprimer instantanément au piston la petite vitesse ΔV et la petite accélération ΔJ. La vivacité du choc, proportionnelle à $(\Delta V)^2$, est donc, d'après l'équation (10), proportionnelle, d'une

part au jeu ε, d'autre part à la différence de deux forces dont la seconde, la force d'inertie, est sensiblement constante dans le voisinage de son maximum au point mort. Il faut donc, pour diminuer le choc, diminuer ε et P. Pour diminuer P, il faut éviter à la fois, et les compressions trop fortes, et aussi les compressions trop faibles, qui, en reculant l'instant du choc, le reporteraient à la période d'avance à l'introduction pendant laquelle P est très grand. Le danger des compressions excessives se rencontre pour les cylindres HP, et celui des compressions insuffisantes dans les cylindres BP.

La figure 342 a été dessinée en supposant un jeu ε égal à 5 millimètres, pour rendre apparentes les conditions générales du choc ; c'est donc une simple figure de démonstration.

Le triangle ABC peut se tracer exactement, et devenir une véritable épure, si l'on se contente de dessiner la portion utile de la figure 342. On peut alors grandir suffisamment les échelles, pour attribuer au jeu sa valeur véritable. La figure 343 a été obtenue ainsi, en changeant simplement les échelles de la figure 342, et en attribuant à ε la valeur d'un demi-millimètre, ce qui commence à se rapprocher des conditions de la pratique.

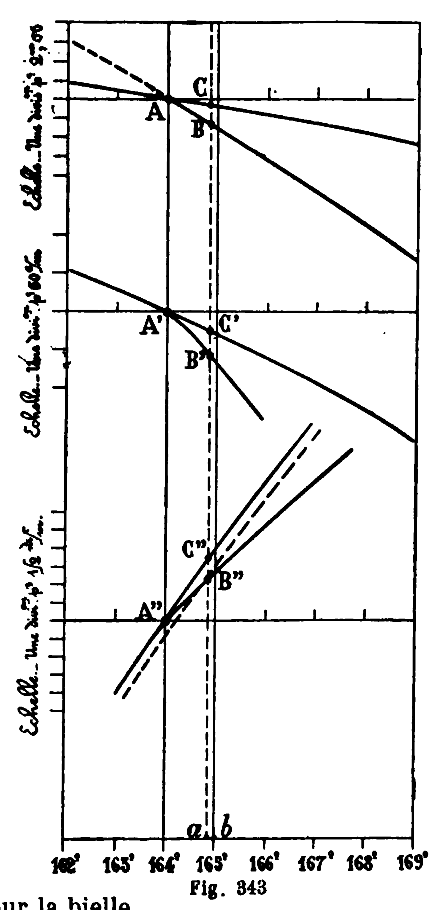


Fig. 343

Dans les conditions de la figure 343 (machines du *Brennus* à 92 tours), le tracé exact montre que le piston, avant le choc, est abandonné à lui-même pendant un temps égal à 0ˢ,0015.

Pendant ce temps, la manivelle, toujours supposée animée d'un mouvement uniforme, décrit un arc égal à 0°49'.

Le choc a lieu en vertu d'une différence de vitesse égale à 0ᵐ,333; les deux vitesses sont respectivement 1ᵐ,338 pour le piston, et 1ᵐ,005 pour la bielle.

Au moment du choc, les deux accélérations sont, en valeur absolue, 61ᵐ,92 pour le piston, 59ᵐ,7 pour la bielle.

Des figures à échelle amplifiée, analogues à 243, tracées avec les jeux véritables, pour différentes vitesses des machines, en déduisant la courbe des accélérations des diagrammes d'indicateurs, permettront vraisemblablement, avec un peu de pratique, d'arriver à prévoir les chocs, et, par suite, à les éviter, aussi sûrement qu'on évite les échauffements en modérant le serrage. Il serait toutefois nécessaire, pour une première étude, de contrôler les indications des épures, par une série d'expériences de machines exécutées avec des jeux différents, en faisant varier la régulation des tiroirs pour changer la forme de la courbe P.

L'expérience a déjà révélé la difficulté, qui se rencontre à éviter les chocs, quand l'avance à l'introduction succède brusquement à une compression insuffisante. Peut-être pourrait-on, dans ce cas, faire précéder l'avance proprement dite d'une avance, pour ainsi dire graduelle, par une échancrure triangulaire pratiquée dans la lèvre d'admission du tiroir. L'essai en est du moins facile et les conséquences, pour la détente, peu à craindre.

On a observé aussi que les chocs coïncident avec une insuffisance de l'avance à l'évacuation. Cet effet s'explique sans doute par la forme de la courbe des forces P, qui dépend également des ordonnées sur les deux faces du piston ; il s'explique, de plus, parce que les faibles avances à l'évacuation correspondent à de courtes périodes de compression.

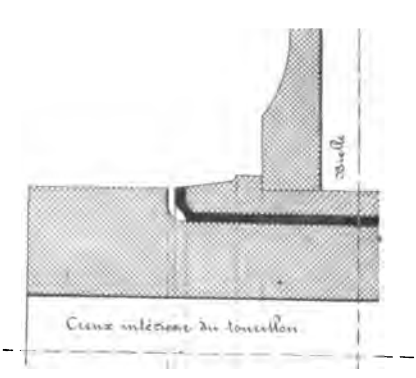


Fig. 344.

Nous n'avons parlé que du jeu entre les coussinets et les tourillons. Entre le rebord extérieur des coussinets de tête de bielle et la joue intérieure des manivelles, on laisse un jeu assez fort, 4 ou 5 millimètres, fig. 344, en prévision de cas où, par l'effet des dilatations, l'axe du cylindre se déplacerait par rapport au vilebrequin.

Au pied de la bielle, entre les coussinets de la fourche et la traverse de piston, on ne laisse, au contraire, aucun jeu, en dehors des dixièmes de millimètre nécessaires pour éviter le frottement. L'axe de la bielle est donc dans le prolongement exact de l'axe de la tige de piston.

220. — *Excentriques des tiroirs.* — Les excentriques, fig. 345 et 346, se composent d'un chariot en fonte ou en acier, A, claveté sur une portée saillante de l'arbre à vilebrequins, et d'un collier en bronze ou en

acier doublé de bronze, B, formant coussinet, qui tourne sur le chariot. Le chariot fait l'office de tourillon, et le collier celui de tête de bielle. Le collier se prolonge par la bielle d'excentrique, quelquefois boulonnée sur lui.

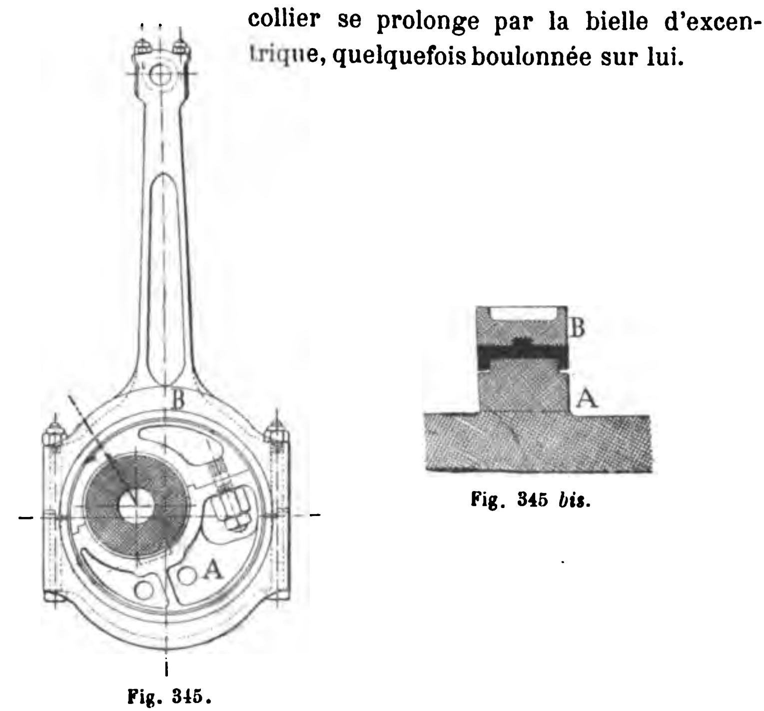


Fig. 345.

Fig. 345 *bis*.

Le chariot est nécessairement fait en deux pièces assemblées par des prisonniers, avec le joint suivant un diamètre de l'arbre. Le collier est également en deux pièces; il présente un corps et un chapeau.

Le collier est tenu dans le sens longitudinal par deux ressauts latéraux, ou guides, embrassant les joues du chariot, comme le représente la figure 345 *bis*. Entre les guides et le chariot, on ne laisse qu'un simple jeu de frottement, de $0^{mm},2$ à $0^{mm},5$. Le jeu nécessaire, en prévision d'un déplacement longitudinal du tiroir par rapport à l'arbre, se donne dans l'articulation de la tête de la tige du tiroir.

En raison de la flexibilité du collier et de ses petites déformations possibles, il est nécessaire de laisser, dans sa portée, un jeu plus grand que celui des coussinets de tête de bielle ; ce jeu s'élève souvent à $0^{mm},5$. On pratique de plus, sur la coupe, un dépinçage analogue à celui des coussinets de bielles et de paliers.

Les guides ne doivent frotter que sur leurs faces latérales.

Nous avons représenté plus haut, fig. 77 et 78, les deux dispositions des excentriques d'une coulisse Stephenson.

La figure 346 donne la construction de l'excentrique unique d'une barre

Marshall. Cet excentrique, beaucoup plus robuste que ceux d'une coulisse, présente une large portée et porte un coussinet indépendant du

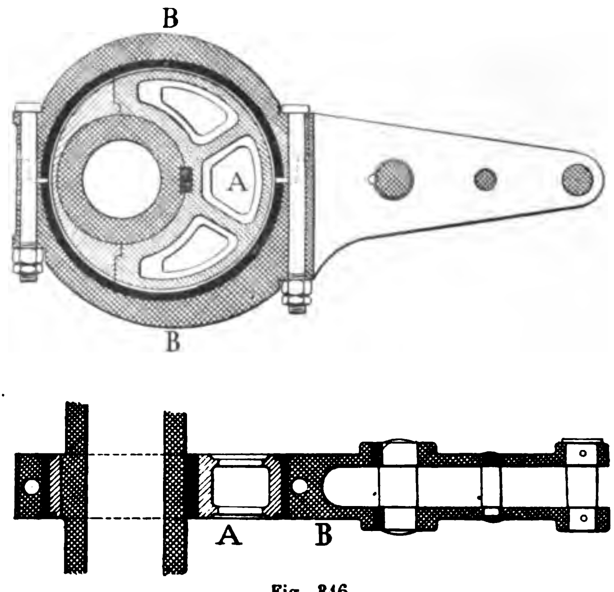


Fig. 346.

collier. Le collier lui-même se compose d'un corps venu de forge avec la bielle et d'un chapeau ; la coupe est placée suivant l'axe de la bielle.

Les excentriques sont exposés à s'échauffer aux allures rapides, et leurs chariots à se fendre quand on arrose brusquement ; une machine peut ainsi se trouver désemparée. Leur suppression, que rendrait possible la conduite hydraulique des tiroirs étudiée par M. Bonjour, serait donc un sérieux progrès.

La multiplicité des excentriques est le seul reproche que l'on puisse faire à la coulisse de Stephenson, pour les machines rapides.

221. — *Arbres à vilebrequins.* — Les arbres à vilebrequins, particulièrement les manivelles et les soies, ont été implicitement décrits plus haut, dans les nos 194 et 197. Les portions comprises entre les vilebrequins offrent quelques parties saillantes, portées pour les chariots d'excentriques, et collets pour assurer exactement la position de l'arbre, dans le sens longitudinal, par leur portage sur les paliers, fig. 348.

Les arbres à vilebrequins sont, tantôt forgés d'une seule pièce, tantôt tronçonnés par bouts portant chacun un vilebrequin, tantôt faits d'assemblage.

Les arbres d'une seule pièce sont les plus légers, et ceux qui pré-

sentent le plus de surface disponible pour les portées. Ils sont coûteux, et, comme toutes les grandes pièces de forme un peu compliquée, ils sont exposés aux défauts de coulée et de forgeage.

Les arbres tronçonnés, avec tourteaux d'assemblage, sont un peu moins chers. Ils permettent de faire varier après coup le calage relatif des vilebrequins. Leur forme n'est pas moins compliquée, d'ailleurs, que celle des arbres d'une seule pièce, et la ligne des retassures de coulée y occupe la même position dangereuse.

Les arbres d'assemblage se composent entièrement de pièces droites, bouts d'arbres allant d'un vilebrequin à l'autre, manivelles clavetées sur les arbres et soies rapportées dans les manivelles, fig. 301. Toutes les pièces sont parfaitement saines ; les surfaces libres pour la portée des paliers sont d'ailleurs presqu'aussi grandes que sur les arbres d'une seule pièce.

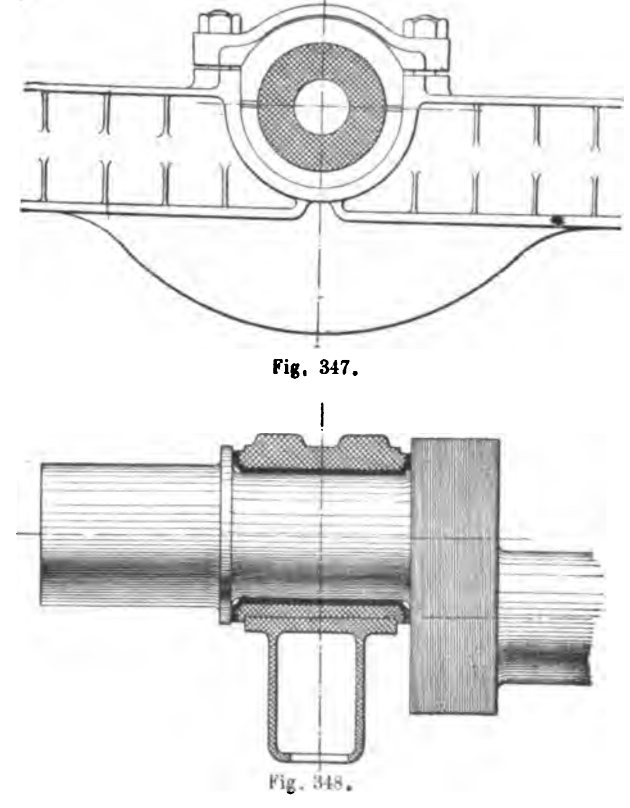


Fig. 347.

Fig. 348.

La question de la longueur des portées a de l'importance ; il ne reste, en effet, quelquefois, entre les vilebrequins, ou à l'extrémité des arbres, défalcation faite du portage des excentriques, que l'espace nécessaire pour assurer, à certains paliers, un coefficient d'usure modéré.

La figure 347 donne la coupe d'un arbre, dans sa portée sur un palier, la disposition du palier, venu de fonte avec la plaque de fondation et le serrage du chapeau. La coupe longitudinale, fig. 348, montre, de plus, le portage d'un collet de l'arbre sur une joue de coussinet.

Les considérations développées au n° 197 ont montré, qu'il est bon de saisir chaque vilebrequin, entre deux paliers embrassant l'arbre jusqu'à la naissance des deux manivelles. Il existe cependant des vilebrequins doubles, composés de trois manivelles *m*, *m'*, *m''*, et de deux soies *s*, *s'*,

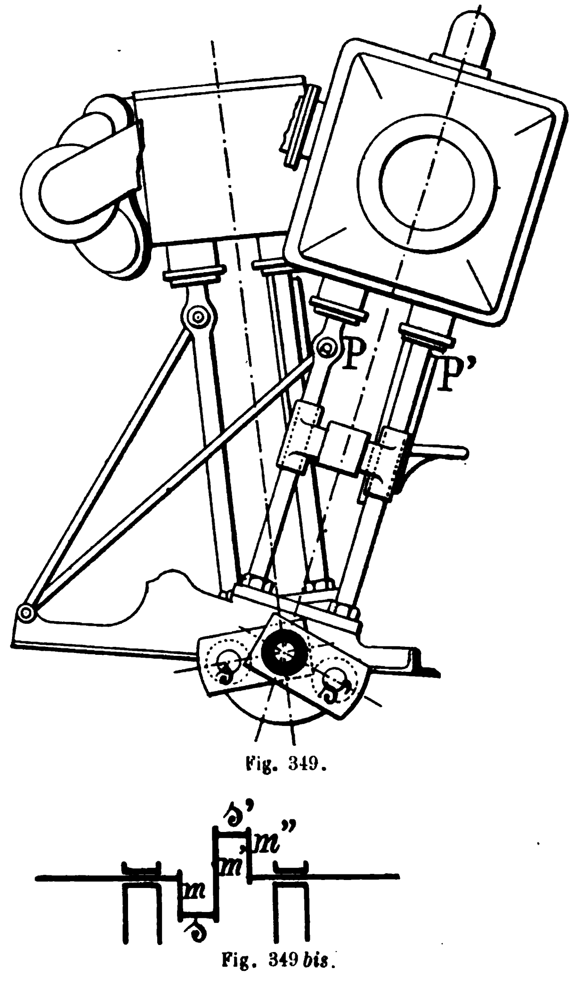


Fig. 349.

Fig. 349 *bis*.

comme le représente la figure 349 *bis*. Deux paliers seulement supportent ainsi deux vilebrequins. Cette disposition hardie a été adoptée par M. Thornycroft sur ses contre-torpilleurs, afin de diminuer la longueur de l'arbre à vilebrequins. Pour loger les cylindres dans l'espace longitu-

dinal ainsi réduit, il a fallu les incliner, les uns sur tribord, les autres sur bâbord. La figure 349 montre comment les cylindres, ainsi rejetés de côté, sont supportés par leurs piliers P, P', qui sont constitués par le prolongement des boulons des paliers.

L'arbre à vilebrequins est la cheville ouvrière de la machine ; de la perfection de son ajustage et de son montage, dépend l'exactitude de tout le canevas géométrique des pièces. De là les soins particuliers dont il est l'objet, et qui ont été exposés au n° 203.

222. — *Lignes d'arbres. Presse-étoupes. Paliers de butée. Garnitures.* — La ligne d'arbres, sur l'arrière du vilebrequin, présente plusieurs organes importants.

L'arbre sort du navire, en traversant une cloison étanche dans un presse-étoupes *b*, fig. 350. Ce presse-étoupes doit pouvoir être rechargé

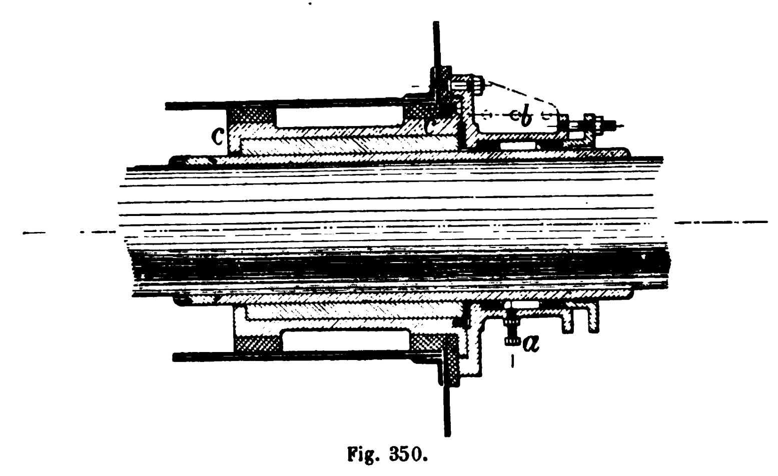


Fig. 350.

en cours de route ; à cet effet, une couronne de vis de pression *a* est disposée sur le pourtour, pour maintenir les tresses voisines du culot, pendant que le presse-garnitures est enlevé. Un palier garni en gaïac, *cc*, est placé derrière le presse-étoupes, pour empêcher le poids de l'arbre de porter sur les garnitures.

Sur l'avant du presse-étoupes, l'arbre est supporté par quelques paliers légers, exposés à une certaine fatigue, quand ils l'obligent à suivre la flexion de la coque au tangage. Il traverse le palier de butée, dont nous avons calculé la charge, au n° 111.

Il y a deux sortes de paliers de butée.

L'ancien modèle, à anneaux fixes, est composé simplement d'un corps et d'un chapeau boulonnés ensemble. Le corps reçoit un coussinet à anneaux antifrictionnés ; le chapeau porte directement les anneaux et

l'antifriction. Les figures 351 et 352 représentent ce palier, avec ses canaux de circulation d'eau et ses brides d'attache sur la coque.

Dans le système à fers à cheval, la poussée des collets de butée est

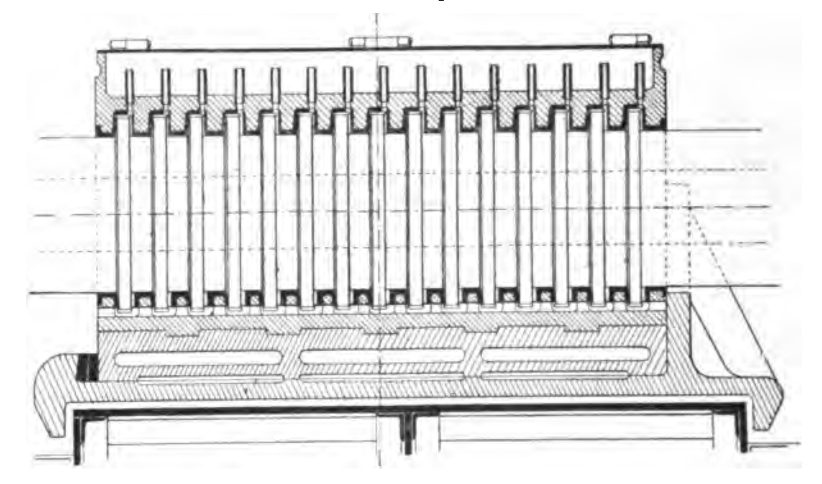


Fig 351.

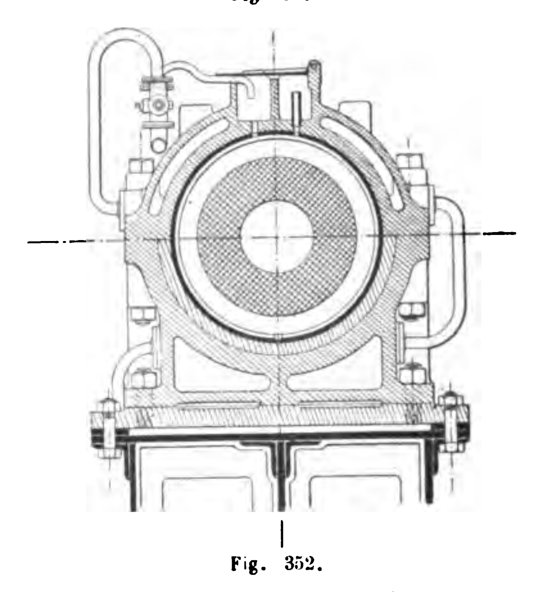


Fig. 352.

reçue sur des anneaux mobiles, B, B, enfilés à la fois sur l'arbre et sur deux robustes tirants latéraux, A, A, portés par le palier. La figure 353 représente la manière dont chaque fer à cheval, B, B, est assujetti entre deux écrous C, C, filetés sur les tirants A, A. La figure 187, page 314, a donné plus haut la coupe longitudinale du palier suivant l'axe de l'arbre.

La disposition rationnelle, consistant à faire porter l'effort de poussée sur des couronnes de galets, mérite d'être mentionnée, bien qu'elle ne soit pas entrée dans la pratique, parce qu'elle vient d'être expérimentée

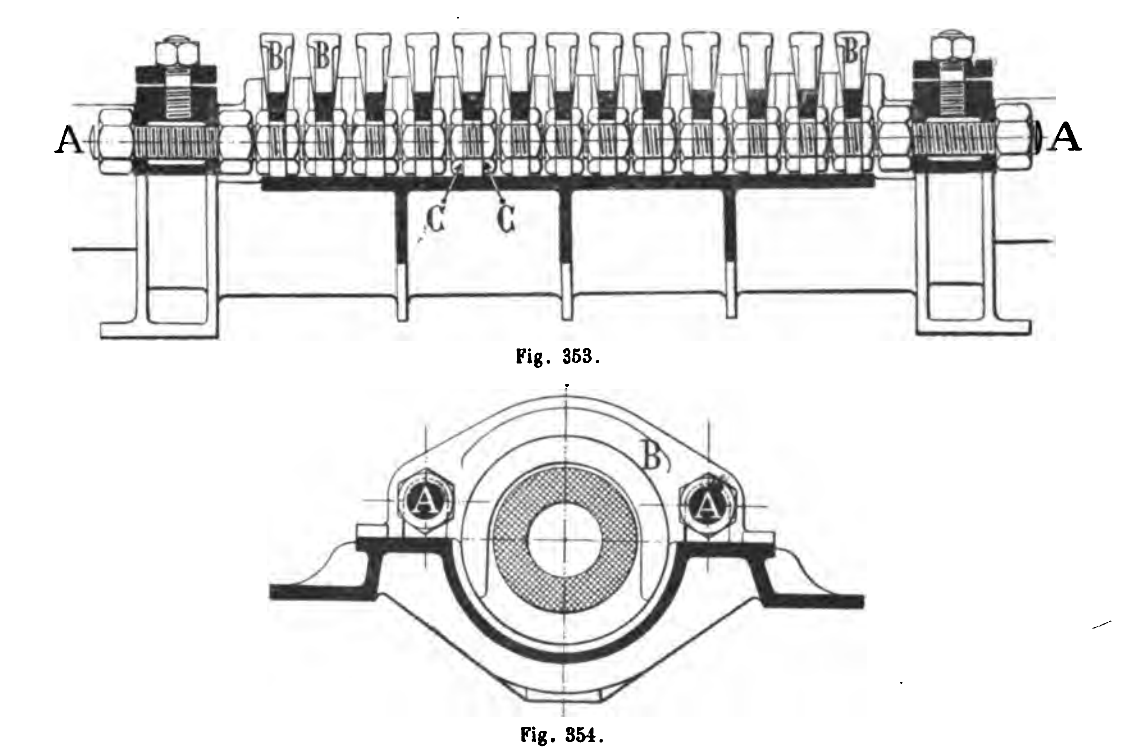


Fig. 353.

Fig. 354.

avec succès par M. Kodolitsch. L'interposition des galets a fait tomber le travail résistant, de 0,04 F à 0,005 F, d'après les relevés obtenus

Il est à noter que le palier de butée de M. Kodolitsch différait des paliers ordinaires, par la grande largeur des collets qui atteignait une fois et demie le rayon de l'arbre. Il devait résulter de là un certain accroissement dans le travail résistant, évalué, n° 122, bien au-dessous de la valeur trouvée par M. Kodolitsch.

Sur l'arrière du presse-étoupes, tous les paliers sont garnis en gaïac. Pour l'arbre de l'hélice centrale, on n'a que deux paliers en gaïac, celui du presse-étoupes, fig. 350, et la chaise arrière. Pour les arbres latéraux, dont le presse-étoupes est situé plus sur l'avant, il y a toujours trois paliers, le palier du presse-étoupes, la chaise de sortie et la chaise arrière dans le support en V, plus, quelquefois, un quatrième palier sur un V intermédiaire.

La partie de la ligne d'arbres qui porte sur le gaïac est la plus exposée

aux dénivellations ; ses coussinets ont besoin de fréquentes visites. Les barrettes en gaïac doivent présenter le bois debout au frottement, ce qui oblige à les faire par morceaux de $0^m,30$ de longueur, au plus. Pour assurer le rafraîchissement des parties frottantes, il est bon d'ajouter, aux cannelures longitudinales entre barrettes, des cannelures hélicoïdales, faisant circuler l'eau de la face avant à la face arrière du coussinet.

Il est nécessaire de prendre toutes les mesures, pour que les coussinets garnis en gaïac soient faciles à démonter. A l'avant des hélices centrales, il est possible de les retirer en enlevant un chapeau mobile tenu par des boulons *b*, comme le représente la figure 355. Devant les hélices latérales, fig. 356, il n'est pas nécessaire de démonter le palier; on retire les coussinets, en les faisant courir longitudinalement sur l'avant du support en V, après avoir enlevé les boulons *b*.

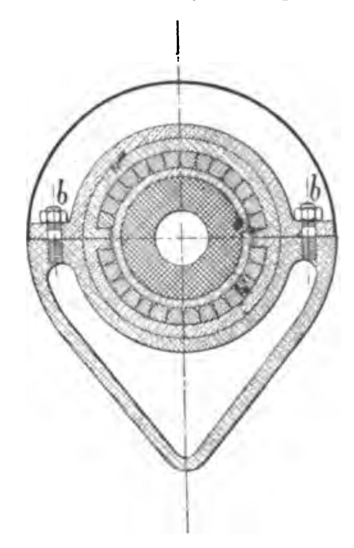


Fig. 355.

Les barrettes en gaïac sont tenues en place par une bague en bronze *aa*.

Toutes les portées de l'arbre sur les paliers extérieurs sont soigneusement garnies d'un manchon en bronze M, placé à chaud et assujetti, de plus, par quelques prisonniers. Le frottement du coussinet sur le fer nu creuserait, en effet, très rapidement la surface de l'arbre. Le manchon en bronze de la portée arrière vient aboutir dans le moyeu de l'hélice, comme on le voit sur les figures 247 à 250. Le joint du moyeu et du manchon doit être parfaitement étanche ; sinon, l'effet galvanique, auquel est exposée une petite surface de fer en présence d'une large surface de cuivre, corroderait l'arbre profondément sur le pourtour de ce joint.

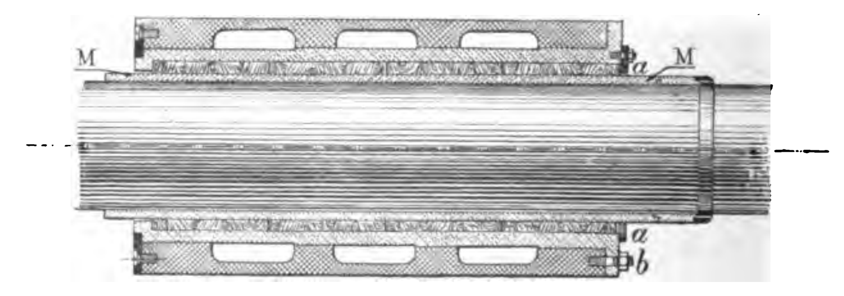


Fig. 356

Les arbres extérieurs, dans les grandes surfaces qu'ils présentent entre les paliers, sont peu menacés par les effets galvaniques. Ils n'ont, en général, que la peinture pour toute protection. On a quelquefois disposé des anneaux de zinc, comme moyen préservatif contre l'effet galvanique du bronze sur le fer. La vieille expérience de préservation des cuirasses montre que le zinc peut devenir, en certains cas, plus dangereux qu'utile.

On a quelquefois recouvert d'une chemise en métal antifriction toute la portion immergée des arbres. Cette précaution n'est pas nécessaire sur les navires en fer.

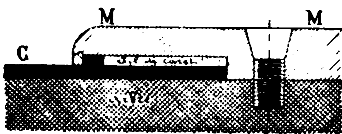


Fig. 357

Sur les bâtiments doublés en cuivre, toute la portion extérieure des arbres est entourée d'une chemise en cuivre rouge, qui s'engage sous les manchons en bronze des portées M, avec un joint étanche. La figure 357 représente la disposition de ce joint, à bord du *Sfax*, où il forme une sorte de petit presse-étoupes.

223. — ***Tourteaux et manchons de jonction. Désembrayeur et frein. Vireur.*** — Les arbres peuvent être jonctionnés de deux manières.

On peut réunir deux bouts d'arbres, en les laissant libres de se déformer par flexion indépendamment l'un de l'autre ; en d'autres termes, on peut transmettre le moment de torsion seul sans aucun moment de flexion. Ainsi, sur les navires à bois, exposés à de grandes déformations, il y avait un joint à la Cardan, à l'arrière du vilebrequin. Les joints suivants étaient à tourteaux, avec des soies galbées dans l'un des tourteaux ; ces soies étaient exposées à des frottements violents, exigeant un graissage soigné. Il y avait aussi des joints à manchons, inventés par Joessel, qui permettaient, aux axes des deux arbres jonctionnés, de faire entre eux un angle variable.

La seconde méthode consiste à emmancher, au contraire, les bouts d'arbre l'un sur l'autre, d'une manière aussi rigide que possible, en cherchant à réaliser toutes les conditions d'un arbre qui serait d'une seule pièce, du moyeu de l'hélice jusqu'au désembrayeur. Cette disposition est celle que suppose l'étude sur la flexion des lignes d'arbres ébauchée au n° 198 ; c'est celle qu'on tend de plus en plus à réaliser, depuis que les coques, construites en fer, sont moins flexibles que les arbres eux-mêmes.

Les jonctionnements rigides sont à tourteaux ou à manchon. Les joints à tourteaux sont, de beaucoup, les plus employés.

Dans les joints à tourteaux, la jonction s'opère par le serrage d'une

couronne de boulons traversant les deux tourteaux ; le centrage exact des deux bouts d'arbre est donné par une rondelle encastrée à mi-épaisseur dans l'un et dans l'autre. Sur les arbres à vilebrequins faits par tronçons, les tourteaux sont venus de forge avec leur bout d'arbre, comme sur la figure 358. Dans les joints de la ligne d'arbres, on fait

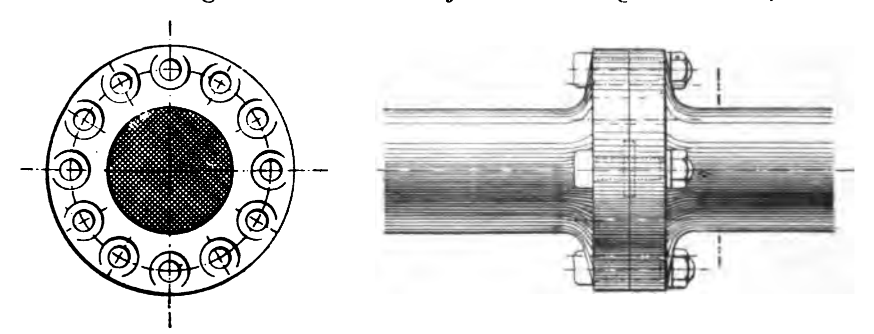


Fig. 358

venir de forge un seul des tourteaux, et on rapporte le second dans un manchon claveté ; l'ajustage est ainsi beaucoup plus facile.

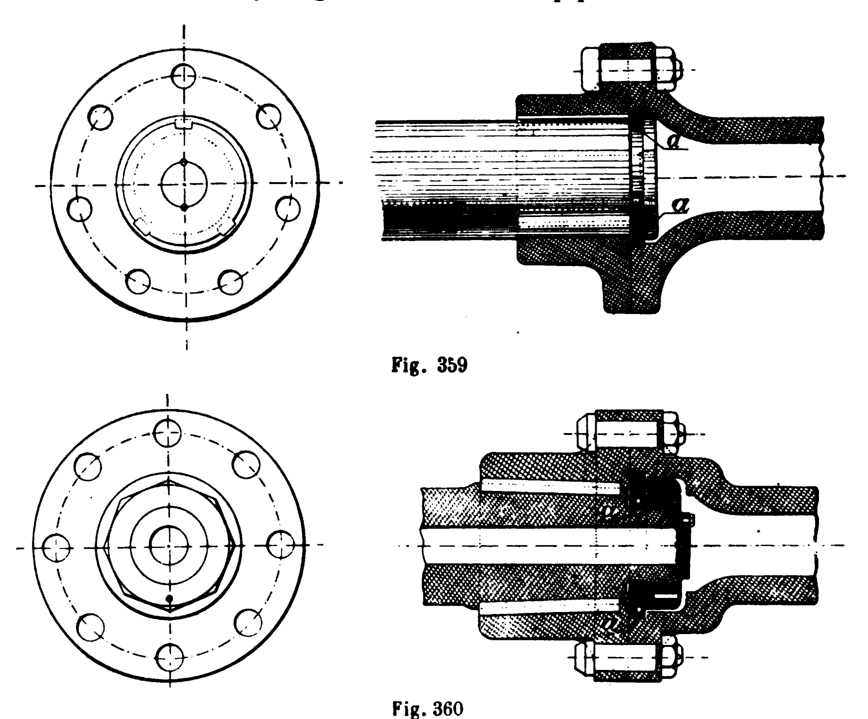


Fig. 359

Fig. 360

Les deux figures 359 et 360, empruntées à M. Sennet, *Marine steam engine*, représentent deux modèles de jonction pour arbres creux, avec

un des tourteaux rapporté et l'autre venu de forge. Dans les deux cas, le centrage est donné par un anneau *a*, rapporté sur l'extrémité d'un des arbres, qui pénètre dans le creux de l'autre ; cet anneau, dans la disposition de la figure 359, est nécessairement en deux pièces ; il est, sur les deux figures, disposé de manière à fixer aussi la position relative des deux arbres dans le sens longitudinal.

Quand le jonctionnement est opéré par un manchon, les boulons forment deux files longitudinales sur la coupe du manchon démontable. La position longitudinale des deux bouts d'arbres est assurée par leur clavetage transversal dans le manchon, fig. 361.

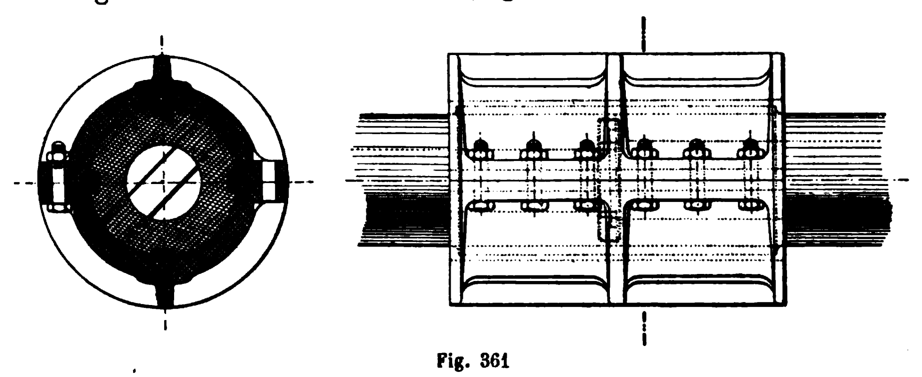


Fig. 361

Les manchons de jonction n'ont de serrage que suivant un seul diamètre de l'arbre ; ils ne peuvent pas donner un emmanchement rigide dans les autres directions, surtout quand il s'est produit un peu d'usure. Les tourteaux sont préférables à ce point de vue.

Les manchons trouvent leur emploi pour les jonctions d'arbres en dehors de la coque, parce qu'en les faisant d'une seule pièce, sans aucun

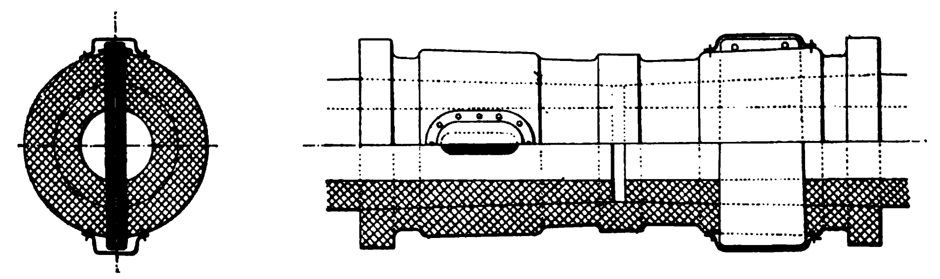


Fig. 362

boulonnage, comme sur la figure 362, on peut leur donner un diamètre très inférieur à celui des tourteaux.

Le désembrayeur forme le lien entre l'arbre à vilebrequins et la ligne d'arbres, dont les deux faces en présence *mm'*, *nn'*, fig. 362, laissent entre elles un jeu assez grand, 10 à 20 millimètres, pour que

l'usure des anneaux et des collets de la butée ne puisse jamais influer sur la position des vilebrequins.

Le désembrayeur était indispensable autrefois pour affoler l'hélice, pendant la marche à la voile ; il l'est aujourd'hui pour marcher avec une partie des hélices seulement, en laissant les autres tourner sous l'action de l'eau.

L'embrayage et le désembrayage sont obtenus par le mouvement longitudinal de deux boutons A,A, guidés par les clavettes *aa*,*aa* dans le tourteau CC de l'arbre à vilebrequins, qui rendent ce tourteau solidaire ou indépendant du tourteau DD de l'arbre intermédiaire, fig. 363. Le

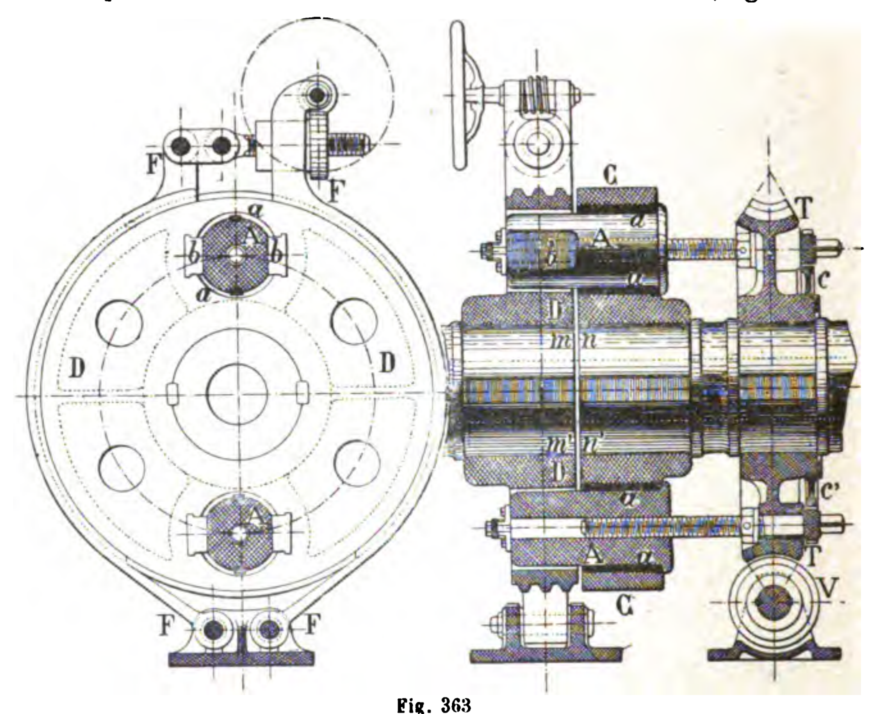


Fig. 363

mouvement est donné aux deux boutons, par deux vis prenant leur appui sur un autre tourteau, qui est en général la roue du vireur ; une roue dentée *cc'* intercalée entre les deux écrous égalise le mouvement. Dans le tourteau DD, le portage des boutons AA, lorsqu'ils sont en prise, se fait sur des touches *bb*.

Le tourteau DD porte le frein FF, serré de la manière habituelle, qui sert à tenir l'hélice immobile pendant l'embrayage. La surface de portage est en général cannelée, fig. 363, pour donner un frottement plus énergique. Le frein ne peut arrêter une hélice en mouvement qu'aux petites vitesses.

Quand le frein est serré, on amène le tourteau CC à la position qui convient aux boutons, en faisant fonctionner le vireur.

Le vireur, toujours mû maintenant par une machine à vapeur, sert à des usages variés. On vire à froid, pour changer les portages des pièces, pour vérifier l'exactitude du montage, pour faire le relevé de la régulation des tiroirs ; enfin, comme nous venons de le voir, pour embrayer l'hélice. Le vireur se met aussi en prise, quand on veut assurer l'immobilité de la machine sous pression, comme nous l'avons dit à la fin du n° 75.

La position du vireur est à l'extrémité du vilebrequin, à proximité du désembrayeur, comme le représente la figure 363. La roue striée du vireur, T, est généralement en fonte de fer, quelquefois en acier moulé, avec couronne dentée en fonte. La vis tangente V est en acier.

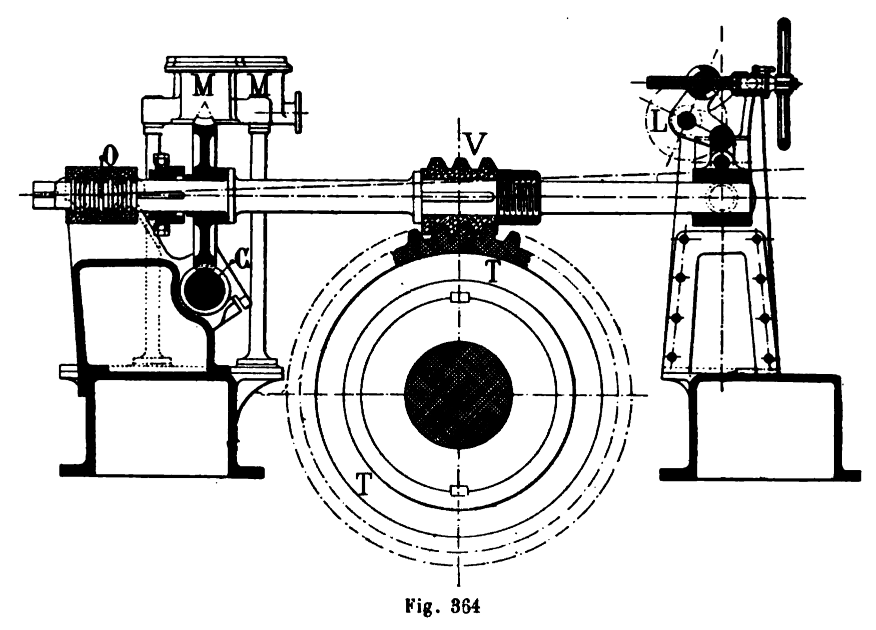


Fig. 364

Il importe que la mise en prise du vireur et son désembrayage s'effectuent avec rapidité. La figure 364 représente une disposition des plus simples et des plus avantageuses à ce point de vue. L'arbre de la vis tangente V oscille autour de deux tourillons O, sous l'action du levier à sonnette L. Le déplacement angulaire de cet arbre met en prise, à la fois, la vis V, et la roue striée, qui transmet au vireur le mouvement de l'arbre C du petit moteur à vapeur MM.

§ 3. — Bâtis. Plaques de fondation. Plans de pose.

224. — *Disposition générale de la charpente des machines marines.*— Les organes, fixes et mobiles, décrits dans les deux paragraphes qui précèdent, sont supportés par les *bâtis de la machine* et par la pièce de liaison générale, nommée *plaque de fondation.*

La coque même du navire est complétée et renforcée, sous la machine, par un quadrillage de pièces en tôlerie nommé *plan de pose.* L'ensemble des bâtis et de la plaque de fondation forme la charpente de la machine; le plan de pose fait partie de la coque.

La séparation entre la plaque de fondation et le plan de pose se fixe un peu arbitrairement, l'un de ces deux éléments pouvant être développé aux dépens de l'autre, sans que la solidité de l'ensemble se trouve par là modifiée. Le plan de pose a même été parfois exhaussé et ajusté à sa partie supérieure, de manière à supporter directement les bâtis. Il y a toutefois intérêt à ne faire commencer la charpente en tôlerie qu'à une certaine distance des supports d'arbres exposés aux chocs et trépidations. De plus, la séparation nette, entre la plaque de fondation et le plan de pose, fait de la machine un tout complet; elle facilite la fabrication, surtout au point de vue du montage à l'atelier et à bord.

Le bon fonctionnement de la machine exige que la charpente forme un ensemble parfaitement rigide et indéformable. L'invariabilité de forme de la charpente, en y comprenant le plan de pose aussi bien que la plaque de fondation, intéresse également la coque. Les déformations locales de la machine paraissent, en effet, rendre particulièrement dures les trépidations auxquelles la coque est soumise.

La charpente joue ainsi, dans les machines marines, un rôle complexe, dont rien n'approche dans les machines fixes. Les améliorations apportées à sa construction entrent, pour une part importante, dans les progrès des appareils. De plus, c'est en grande partie sur elle que les économies de poids ont été réalisées. Son étude exige, par suite, autant de soin que celle des organes mobiles, en apparence plus délicats.

225. — *Bâtis d'un cylindre considérés isolément.* — La première fonction des bâtis est de soutenir les cylindres à vapeur et de les relier à la plaque de fondation. Le nom de piliers, ou supports de cylindre, leur conviendrait même mieux que le nom de bâtis, conservé, d'une manière assez impropre, quand on est passé de la machine horizontale à la machine verticale.

Dans les machines verticales, les cylindres ont été d'abord supportés par deux gros piliers rectangulaires, en forme de caisson creux, en fonte de fer. Le pilier s'ouvrait à sa base, de manière à présenter une grande longueur d'assise, et à laisser voir la tête de bielle ; de là, son nom de bâti en Y. Cette disposition est représentée sur la figure 365 empruntée

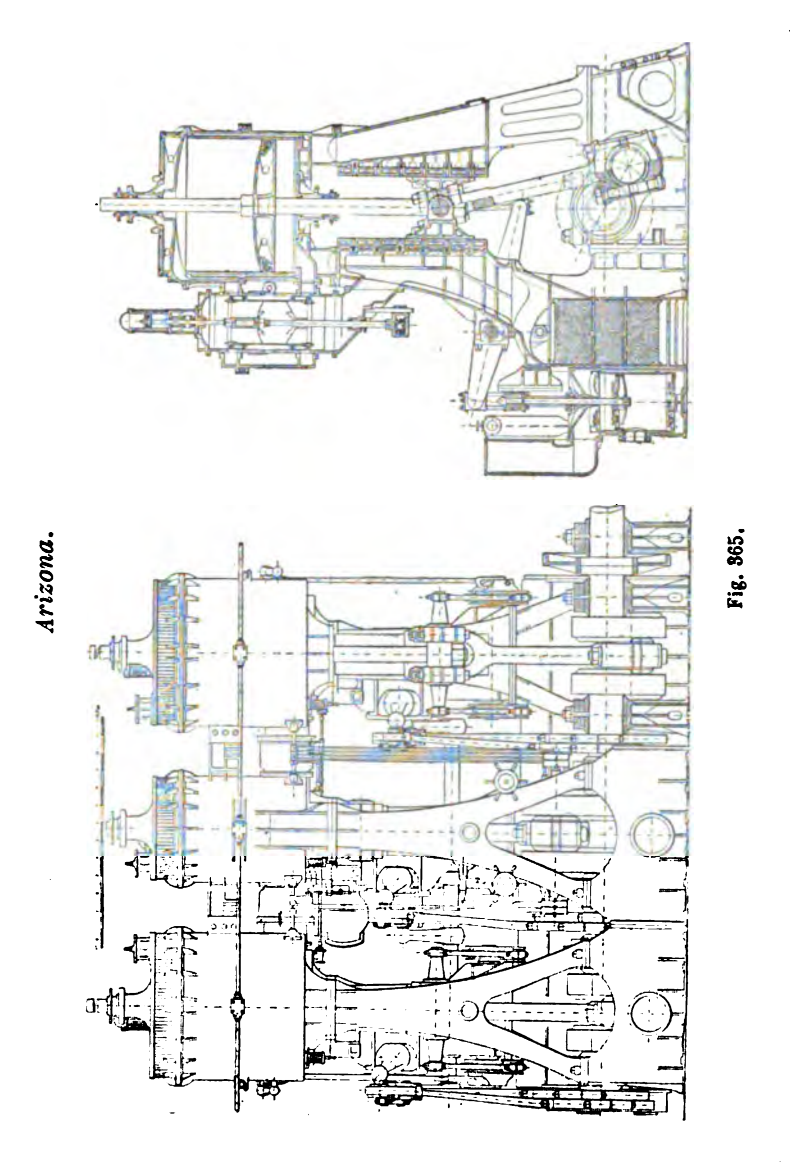


Fig. 365. *Arizona.*

à la machine du vieux paquebot *Arizona* de John Elder ; les bâtis y sont en Y, d'un bord seulement ; ils sont constitués par les parois du conden-

seur sur l'autre bord ; il y a deux glissières, une sur chaque bord. Un très grand nombre de paquebots reçoivent encore actuellement des machines disposées suivant la figure 365.

Une autre disposition consiste à placer chaque cylindre sur quatre supports, ou plutôt sur deux bâtis doubles formant une arche ou un A à l'avant et une arche à l'arrière, comme on le voit sur la figure 369. La glissière se trouve en porte-à-faux, tenue à la tête sur le cylindre, et en bas sur une simple traverse. La solidité de la charpente est parfaitement assurée dans le sens transversal, fig. 369 et 373.

Le poids des bâtis en fonte de fer n'étant pas acceptable sur les navires de guerre, dont les machines ont besoin d'une grande légèreté, Alexander Kirk, qui dirigea les ateliers de la maison Elder, puis ceux de la maison Napier, se contenta, pour les cylindres de la machine du *Nelson*, de piliers cylindriques, ou plutôt d'épontilles en fer forgé. Les bâtis de ce genre sont les plus légers de tous ; mais ils offrent peu d'assise, à la base, pour l'attache sur la plaque de fondation ; de plus, ils ne présentent, par eux-mêmes, aucune résistance à la flexion, ce qui oblige à les relier par des croix de Saint-André ; enfin ils ont besoin de recevoir une petite charpente spéciale pour servir de supports à la glissière.

Les épontilles cylindriques en acier forgé, généralement sous forme de colonnes creuses, ne se rencontrent que rarement sur les machines des grands bâtiments, où leur forme a été parfois conservée à tort, à des bâtis en acier moulé ; la figure 385 en représente cependant un exemple. Ils ont surtout rendu des services pour la construction des machines de torpilleurs, avant l'introduction de l'acier moulé, ainsi que pour celle de toutes les machines des petits bâtiments de guerre.

La figure 366 représente, d'une manière très complète, les bâtis en acier forgé des canonnières *Circe*, *Leda*, *Alarm*, construites par la maison Penn ; cette figure est intéressante pour les détails de la coulisse Stephenson, du tuyautage, etc.

Les bâtis formés par un simple assemblage d'épontilles et de tirants ont toujours tenu convenablement, bien que leur aspect grêle inspire peu de confiance.

Nous mentionnerons maintenant la solution mixte consistant à établir, d'un côté, un bâti en fonte de fer ou en acier moulé, portant la glissière et, de l'autre bord, deux épontilles forgées. Cette charpente, dissymétrique et mal disposée pour résister à l'effort de flexion dans le roulis, est représentée figures 367 et 368 ; elle a eu de nombreuses applications.

Une solution non moins hardie que celle de Kirk, consistant à construire, en chaudronnerie de tôle et cornières d'acier, la totalité de la

charpente, bâtis et plaque de fondation, a été inaugurée, par M. Huin, sur la machine du *Hoche,* adoptée ensuite pour le cuirassé le *Brennus* et le paquebot *Eugène-Péreire*, et appliquée à New-York, par M. Quintard, à la canonnière *Marblehead*. La construction en tôle et cornière échappe aux objections élevées contre les supports en acier forgé. L'attache du bâti avec la plaque de fondation se fait dans des conditions particulièrement favorables, de même que celle de la plaque de fondation et du plan de pose ; les liaisons longitudinales s'établissent sans peine. La crainte de voir les coutures s'ébranler à la longue, par le matage des rivets, sous l'action des chocs auxquels sont soumises les pièces de la charpente dans le voisinage direct des paliers, a empêché d'étendre l'emploi de ce système. Les progrès dans la fabrication des moulages d'acier sont venus d'ailleurs fournir les éléments d'une construction plus résistante et non moins légère.

Les pièces d'acier moulé remplacent aujourd'hui celles en acier forgé sur les torpilleurs, en même temps que celles en fonte ou en tôlerie sur les grands navires. Elles se prêtent à toutes les liaisons et résistent à tous les genres d'efforts et de moments. Elles exigent seulement, dans le dessin et dans l'exécution, les précautions spéciales dont il a été fait mention au numéro 188. Elles préfèrent aussi ne pas être affaiblies, sur place, par le polissage à la lime, comme elles le sont sur certains navires.

La figure 369 représente la machine du *Forban*, sous un aspect qui laisse très bien voir le bâti arrière, et montre son heureuse disposition au point de vue de la résistance transversale.

Pour les grands navires, l'emploi de l'acier moulé a conduit aux solutions les plus diverses.

En premier lieu, on a appliqué, avec l'acier moulé, les deux dispositions principales des bâtis en fonte de fer, celle des bâtis en Y de la figure 365 et celle de bâtis simples et droits, assemblés ou non, en forme de A ; on s'est contenté de réduire l'épaisseur de la matière, de 25 ou 30 millimètres à 12 ou 15 millimètres. Les bâtis simples, assemblés en A, ont été adoptés dans les machines de M. Sigaudy ; on les voit, pour le *Svetlana* sur la figure 370, figure à consulter pour l'ensemble d'une mise en train Marshall. Sur quelques bâtiments, par exemple sur le cuirassé anglais *Goliath*, fig. 367, (d'après l'*Engineering*) on trouve des bâtis en Y en acier moulé sur un bord et des épontilles forgées sur l'autre bord.

En raison de la très grande légèreté que la métallurgie française a su donner de bonne heure aux moulages d'acier, on a adopté à Indret les bâtis complets en acier moulé, tels qu'ils sont représentés figure 371, un

seul bâti en Y portant la glissière, d'un bord, deux bâtis rectangulaires simples de l'autre bord. On remarquera, sur la figure 371, la forme

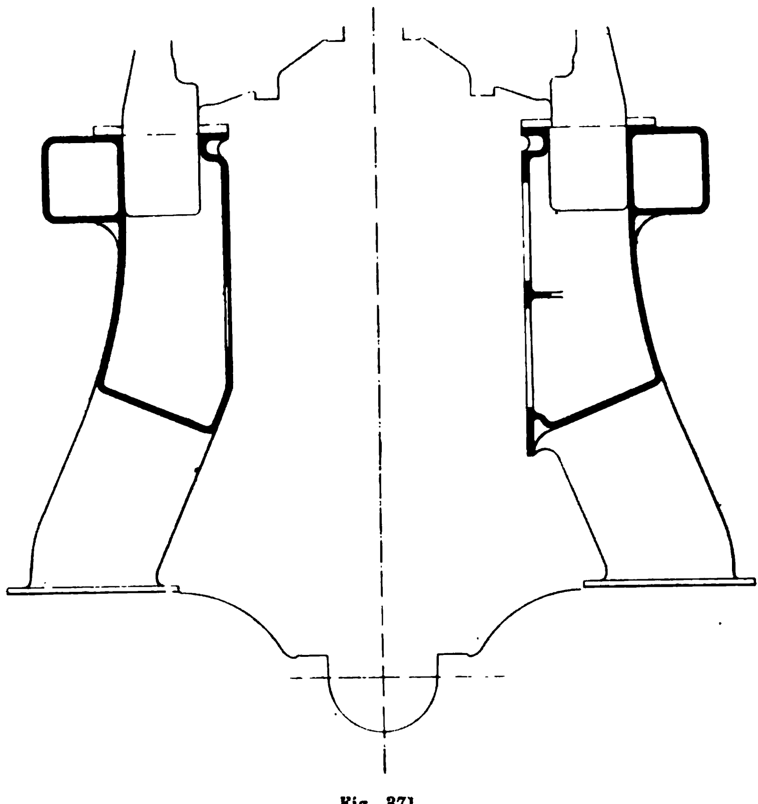


Fig. 371

particulière des bâtis, dont la cloison externe porte un renflement près du haut. Cette forme a été adoptée, pour fournir l'attache des liaisons longitudinales CC, fig. 372, qui seront décrites au numéro 226 ; elle a été modifiée, depuis lors, comme l'indique la projection horizontale, fig. 372, relative à la *Jeanne-d'Arc* et au *Suffren* ; telle qu'elle est représentée figure 371, elle utilise déjà convenablement les facilités offertes par l'acier moulé pour l'établissement d'une charpente de machine.

L'un des avantages des bâtis entièrement composés de pièces rectangulaires en acier moulé, sur les bâtis mixtes formés en partie de simples épontilles, est d'offrir de meilleures bases d'attache sur la plaque de fondation. Les calculs de résistance transversale du numéro 190 ont été faits avec les bâtis de la figure 371 ; comme on a vu, la résistance du

boulonnage de ces bâtis avec le plan de pose n'est que bien juste suffisante.

Les trois bâtis A, B, B, de chaque cylindre, dans la disposition d'In-

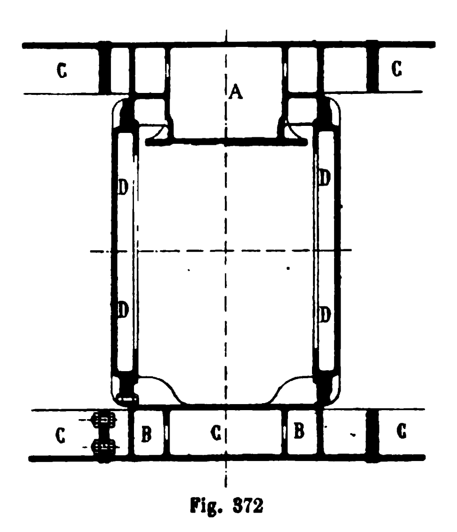


Fig. 372

dret, depuis la construction de la machine de la *Jeanne-d'Arc*, sont réunis entre eux par des traverses D représentées figure 372, en projection

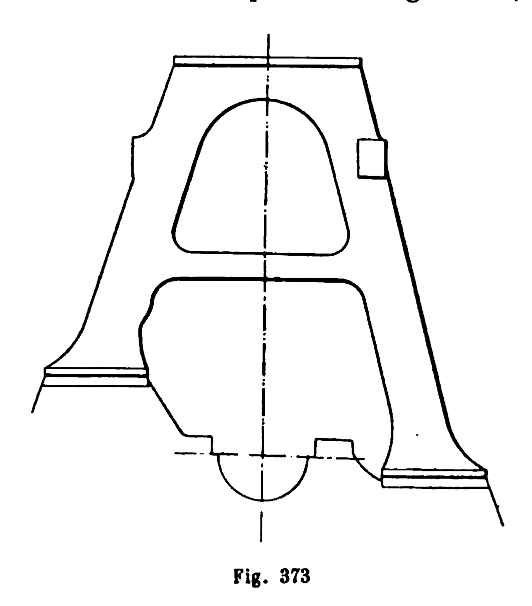


Fig. 373

horizontale. La liaison est ainsi complètement assurée, dans le sens transversal.

Les figures 373, 374, 375 représentent quelques-unes des autres dis-

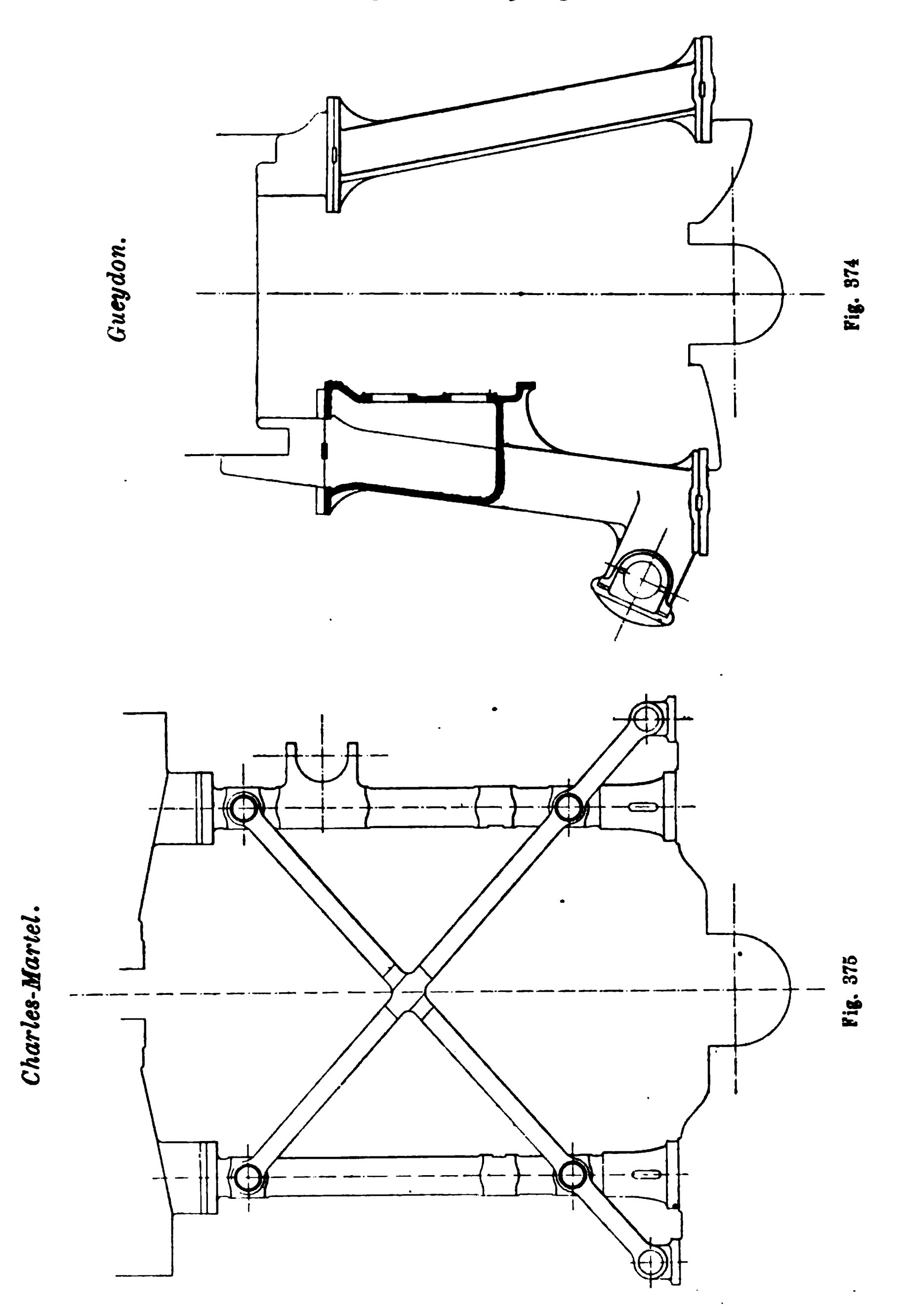


Fig. 374

Fig. 375

positions en usage pour assurer la solidité transversale des bâtis.

La figure 373 représente les bâtis en A de M. Sigaudy, adoptés sur le *Dupleix*.

La figure 374 représente le bâti en Y et les deux bâtis simples opposés, uniquement reliés à la tête par le cylindre lui-même, des machines de Saint-Denis, *Gaulois*, *Gueydon*, etc.

Enfin la figure 375 représente les bâtis en fer forgé construits au Creusot, pour le *Charles-Martel*, avec la croix de Saint-André qui assure leur rigidité.

226. — *Liaison longitudinale entre les bâtis des différents cylindres.* — Au point de vue des déformations transversales, chaque cylindre constitue une petite machine isolée, qui n'est soumise à aucun effort, à aucun moment, en dehors de ceux qu'elle développe elle-même; on peut lui assurer, par suite, sans trop de peine, une parfaite rigidité dans cette direction. L'ensemble de la machine, au contraire, est soumis, par l'effet des forces d'inertie exercées sur les différents paliers, à de très grands moments de flexion longitudinale ; la rigidité parfaite, dans le sens de l'avant à l'arrière, est très difficile à obtenir.

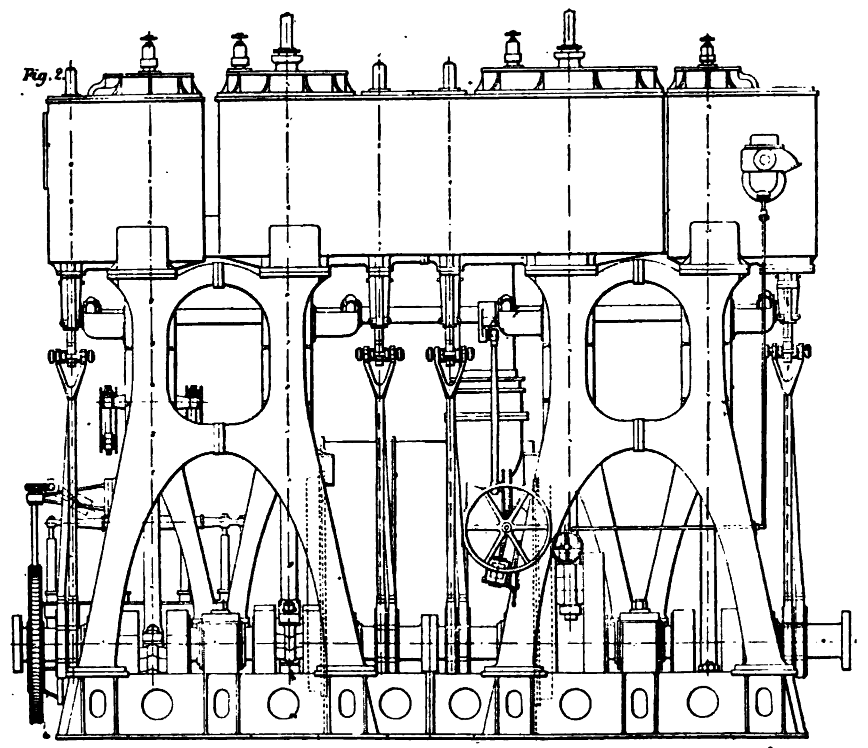


Fig. 376.

Le problème, au point de vue des trépidations, consiste à relier entre eux tous les cylindres, de manière à empêcher les résultantes de trépidation Z et les moments de tangage M_y, énumérés au numéro 100, et propres à chaque cylindre, de produire isolément leurs effets. La liaison nécessaire, surtout entre deux cylindres voisins, dont on veut combattre les deux résultantes Z, l'une par l'autre, peut s'obtenir à l'aide des seuls bâtis; nous citerons comme exemple les machines construites par M. Richardson, dans le système Yarrow-Schlick-Tweedy. La disposition rationnelle de ces machines, fig. 376, a été publiée par l'*Engineering*. Il s'agit sans doute de simples bâtis en fonte ; mais leur forme est très bien appropriée à l'emploi de l'acier.

La figure 376 représente une machine de paquebot. Les exigences de légèreté, pour les machines de guerre, ne permettent pas de donner aux bâtis un aussi grand développement de l'avant à l'arrière de la machine. Il a fallu recourir à d'autres solutions.

A l'Amirauté anglaise, où l'on dispose de moyens d'étude très développés, et où tous les plans se préparent sous la direction omnipotente d'un ingénieur de haute expérience, sir John Durston, les deux solutions, qui diffèrent le plus radicalement l'une de l'autre, paraissent avoir été successivement adoptées. Ces deux solutions, qui se rencontrent, du reste, l'une et l'autre, sur un très grand nombre de machines de bâtiments de guerre ou de commerce de tous pays, sont les suivantes.

La première solution consiste à boulonner les uns sur les autres tous les cylindres et leurs boîtes à tiroir, de manière à établir un massif invariable qui, dans le haut de la machine, fait équilibre à la plaque de fondation dans le bas. Les bâtis formant entre ces deux parties l'entretoisement nécessaire, l'ensemble constitue une poutre armée absolument indéformable dans le sens longitudinal.

L'inconvénient de cette solution est dans les effets de la dilatation sur l'ensemble des cylindres, qui ont été indiqués au numéro 203. C'est sans doute aux incidents produits par la dilatation des cylindres, au cours des essais du *Powerful* et du *Terrible* qu'est dû l'abandon, par l'Amirauté anglaise, de la disposition caractéristique des machines de ces grands croiseurs.

La seconde solution consiste à rendre, au contraire, tous les cylindres indépendants les uns des autres, de manière à permettre à chacun d'eux de se dilater librement, sans déplacer les cylindres adjacents. Cette disposition se rencontre, fig. 367, sur la machine du cuirassé *Goliath*, mis en chantier en Angleterre après les essais du *Terrible*. Elle est, du reste, une des plus anciennes qui aient été adoptées dans les machines verticales, puisque nous la rencontrons, fig. 365, dans la machine de l'*Arizona*.

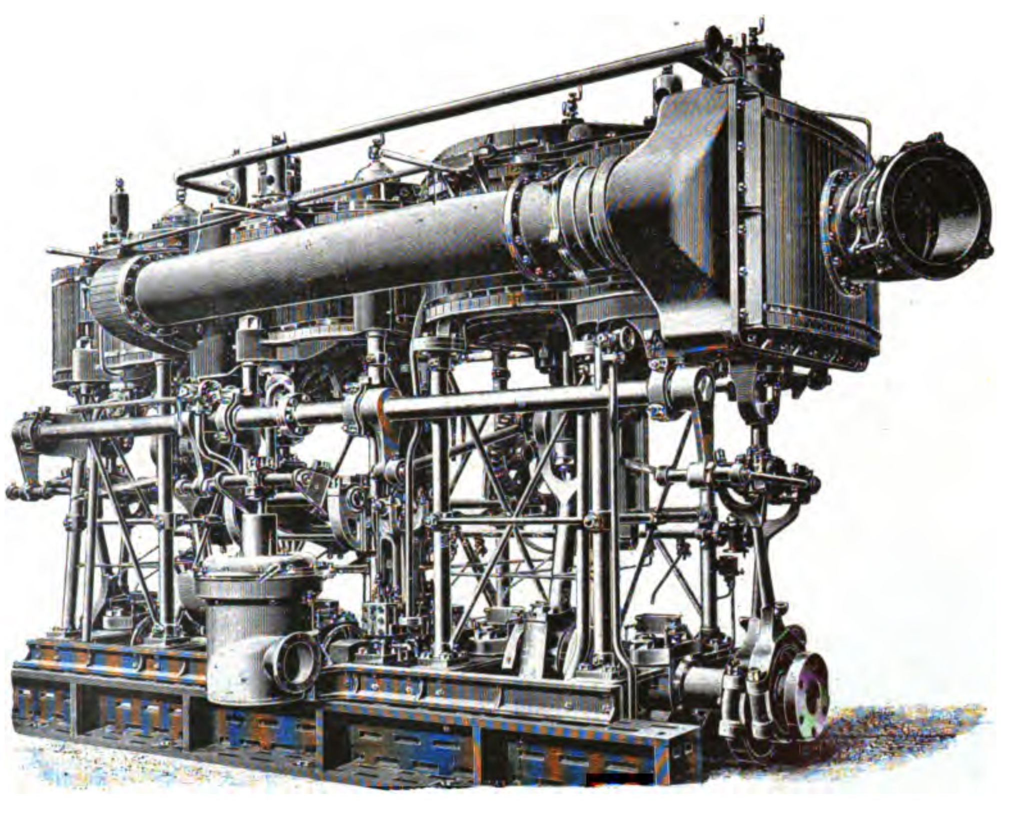


Fig. 366. — Machine de la *Circe*.

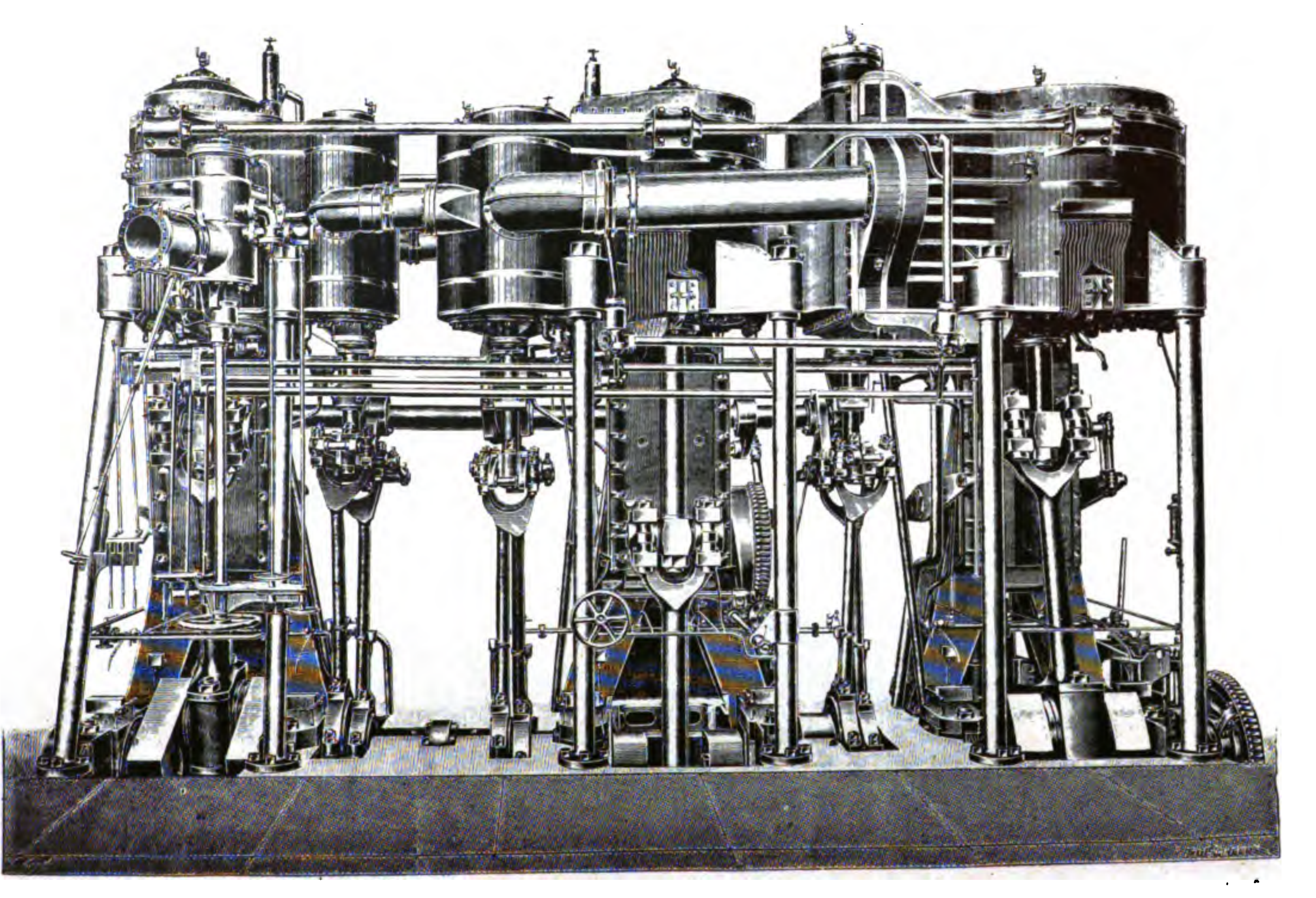


Fig. 367. — Machine du *Goliath*.



Fig. 369

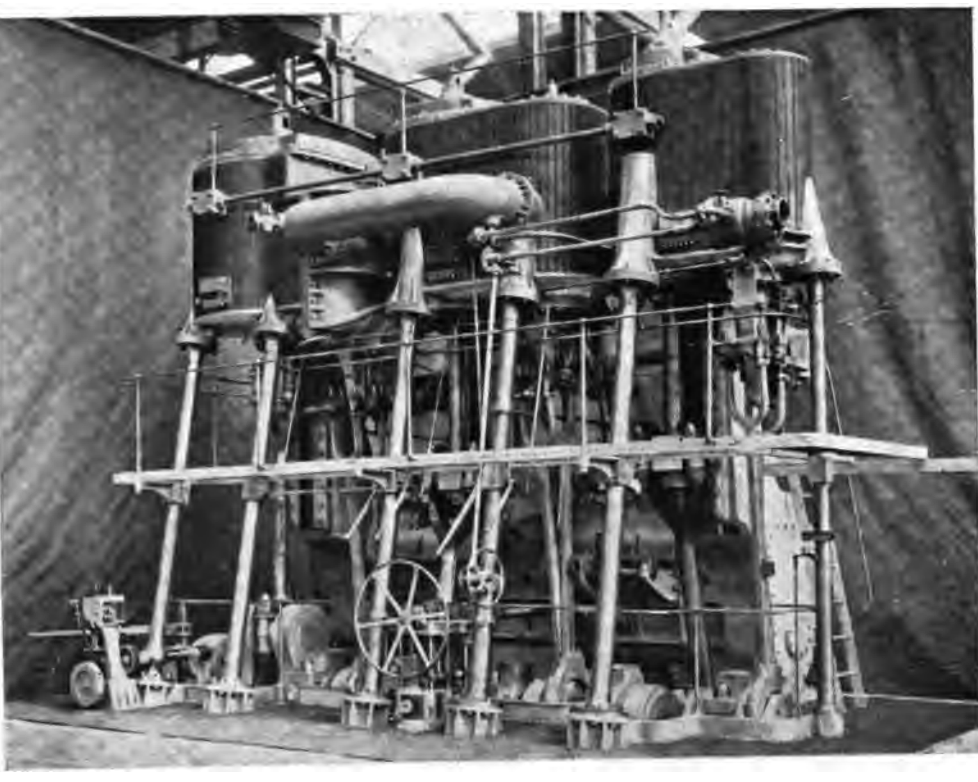


Fig. 368. — Machine du *Lion*.

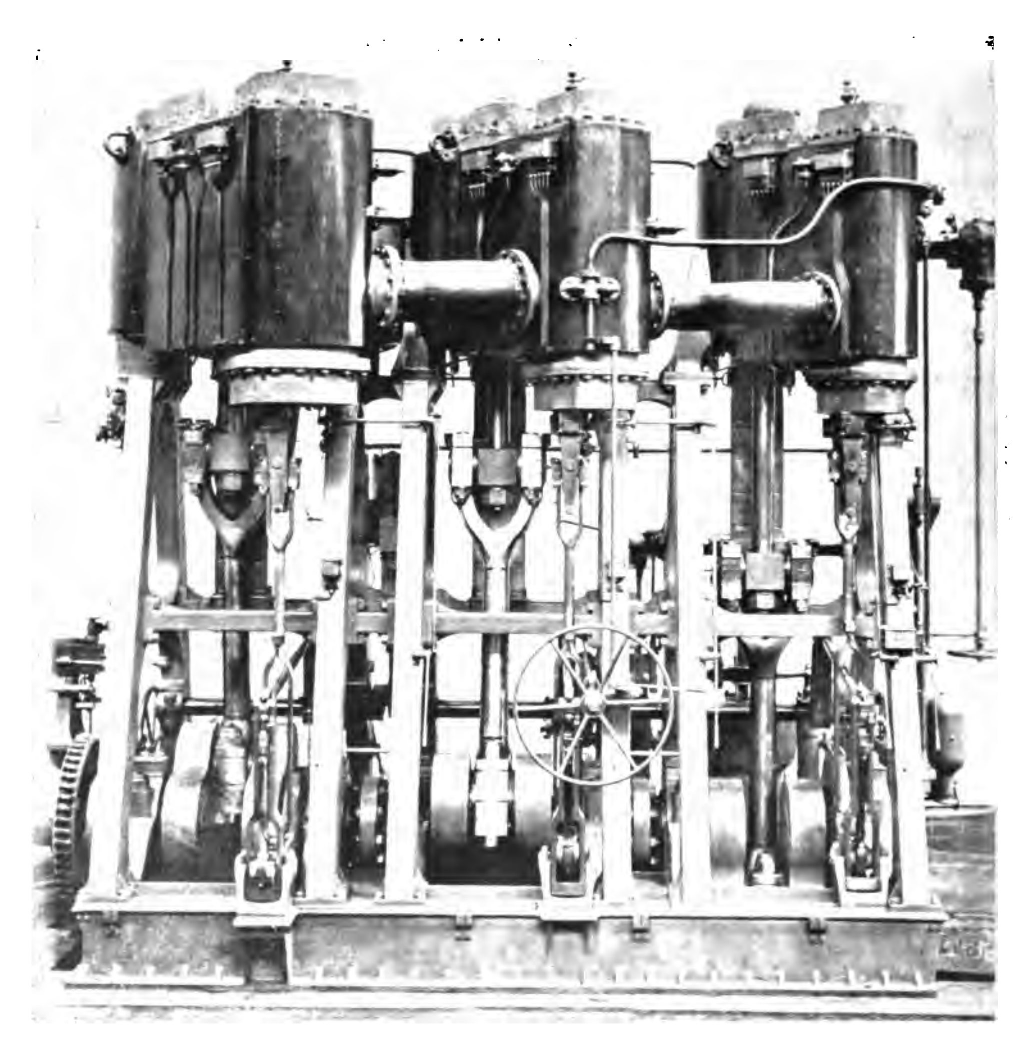


Fig. 370. — Machine du *Svetlana*.

Les cylindres, rendus indépendants les uns des autres, doivent être reliés longitudinalement, tout au moins par un tirant ou des tirants, de chaque bord, afin de rendre tous les bâtis solidaires dans une certaine mesure et de les faire travailler ensemble dans le sens du tangage. Les cylindres sont alors fixés aux tirants par deux oreilles situées dans le plan transversal de leur axe, de telle sorte que leur dilatation ne fait nullement travailler le tirant dans le sens longitudinal. Ces tirants, représentés figure 377, ont été adoptés sur le *Goliath*; on les rencontre sur un très grand nombre de machines de bâtiments de guerre et de paquebots. Les tirants n'ont pas, d'ailleurs, une résistance à la traction suffisante pour supprimer les trépidations.

Dans la Marine française, où une très grande latitude est laissée à chaque constructeur de machines, il s'est manifesté une unanimité à peu près complète, pour adopter le principe de l'isolement des cylindres les uns par rapport aux autres. Le mode de liaison entre les cylindres a varié d'une usine à l'autre.

L'usine d'Indret a été des premières à réunir tous les bâtis, dans les hauts, par une pièce rigide de grande résistance, faisant un tout solidaire avec les bâtis et la plaque de fondation. Cette poutre, d'abord rapportée en dehors de la ligne des bâtis, dans le plan des bossages de la figure 371, a été rapprochée de l'axe, fig. 372. On a évité ainsi d'affaiblir la face extérieure du bâti. L'évidement des deux faces latérales, qui sont de simples entretoises entre la paroi extérieure et la paroi intérieure, serait sans inconvénient; le danger de la torsion pour la poutre longitudinale a disparu. D'autres modifications de détail ont été introduites successivement à Indret pour faciliter le travail du fondeur, et se prémunir contre les retraits.

Les premiers essais, faits sur le *Galilée*, ont été favorables à ce système de charpente; on a constaté une amélioration sensible, du côté des trépidations des coques toujours à craindre pour les petits navires. D'un autre côté, on a reconnu, avec la disposition de la figure 371, des dangers réels de fêlures inhérents aux moulages d'acier, qui exigent toute l'attention du constructeur et du mécanicien.

L'usine du Creusot, qui était restée fidèle, sur le *Charles-Martel* et même sur le *Charlemagne*, à la disposition des cylindres et boîtes à tiroir boulonnés ensemble, s'est ralliée, dans ses dernières machines, à la disposition d'Indret, avec des formes de pièces qui semblent satisfaisantes à tous égards.

Les Forges et Chantiers, qui, dans l'atelier du Havre, séparaient déjà les cylindres, supportés chacun sur deux bâtis en A, ont également relié, sur le *Dupleix* tous les bâtis par des poutres creuses placées à mi-hauteur de la glissière. A Marseille, M. Madamet a placé les poutres

longitudinales de la machine du *Montcalm* à la hauteur adoptée dans les machines d'Indret.

L'usine de Saint-Denis, après avoir abandonné les piliers ronds en acier moulé du *Gaulois* pour des piliers à section rectangulaire, du *Gueydon*, se prêtant aux assemblages, a également réuni, de chaque bord, tous ses bâtis par une pièce robuste à sections en U, faite en acier moulé comme le reste de la charpente.

La tendance à former une charpente de longrines, souvent complétée par des traverses, qui réunit tous les bâtis, est donc générale en France pour les bâtiments de guerre.

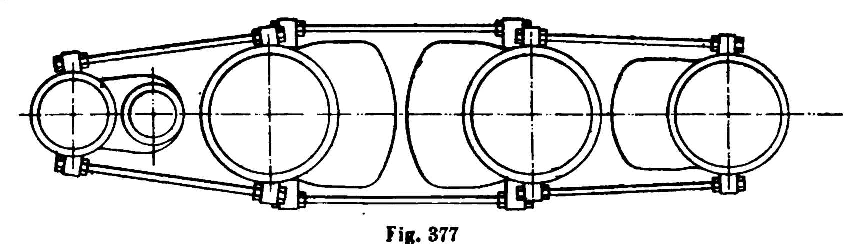


Fig. 377

Les paquebots restent fidèles aux simples tirants de la figure 377, établis entre les cylindres indépendants les uns des autres dans la région du plan des axes de la machine. La Compagnie transatlantique, après avoir adopté, sur la *Touraine*, des entablements massifs en acier, fondus d'une seule pièce, qui réunissent en long et en travers la tête de tous les bâtis, est même revenue, pour les machines de la *Lorraine*, aux cylindres reliés entre eux par de simples tirants munis d'écrous. Les tirants, en raison de la section constante qu'ils présentent sur une grande longueur, ont un avantage sur les entablements composés de courtes pièces régnant d'un bâti à l'autre; ils peuvent, sans fatigue excessive en aucun point, subir un certain allongement linéaire, pourvu que le diamètre des parties filetées soit supérieur à celui des parties lisses.

227. — *Clavetage et boulonnage des cylindres sur la charpente.* — La règle à suivre, pour établir les cylindres des machines verticales, de manière à assurer à leurs axes des positions invariables, échappant à l'effet de la dilatation, a été donnée depuis longtemps par Joessel. La charpente fixe doit former un entablement composé de longrines et de traverses. Sur cette charpente, chaque cylindre doit être placé isolément; sa position doit être assurée par un clavetage en croix, sur les longrines et les traverses, laissant aux parois du cylindre liberté complète de dilatation. Les boulons d'attache doivent être serrés dans des trous légèrement ovalisés, de manière à ne pas contrarier la dilatation, ni fatiguer la charpente en la faisant travailler par tension.

Cette disposition rationnelle est celle qui tend aujourd'hui à se généraliser, principalement sous l'impulsion de M. Terré. L'usine d'Indret l'a réalisée complètement, fig. 378, dès le début de la charpente en acier

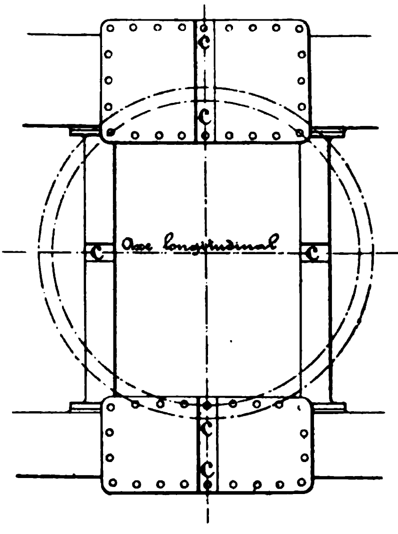


Fig. 378

moulé que nous avons décrite au numéro précédent. Au Creusot, M. Toussaint l'a introduite, avec la charpente imitée de celle d'Indret. Au Havre, M. Sigaudy se contente de fixer l'axe des cylindres, dans le sens transversal, par des clavettes longitudinales placées dans l'axe de la machine, sur ses supports en A, fig. 379. A Saint-Denis M. Boulogne, lui

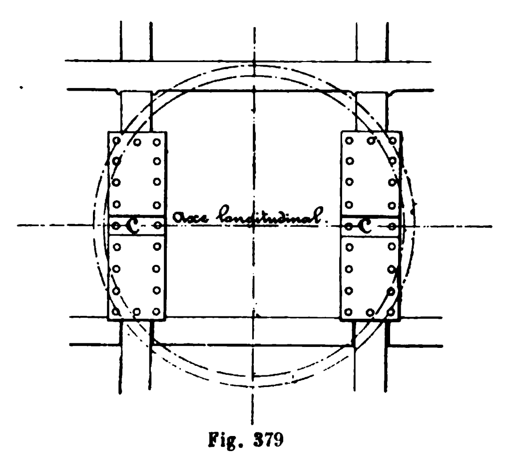


Fig. 379

aussi, ne fait de clavetage que dans le sens longitudinal; ses clavettes sont placées à bâbord et tribord, fig. 380, la charpente de ses machines ne comportant pas de traverses.

L'avantage d'établir des traverses, qui rendent la charpente indépendante des cylindres, consiste dans l'invariabilité de la position de la glissière.

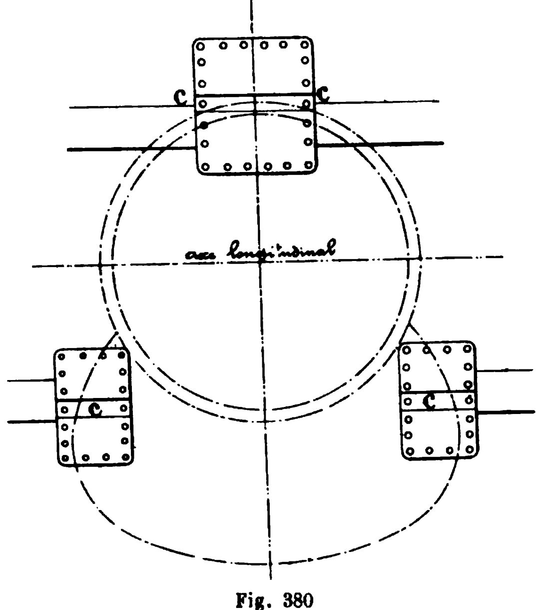


Fig. 380

Quand les bâtis sont réunis, dans le haut, par les cylindres eux-mêmes boulonnés sur leur tête, les glissières, pendant la marche, s'écartent de l'axe à leur partie supérieure, par l'effet de la dilatation. Les glissières s'inclinent ainsi vers l'extérieur, ce qui fait frotter la tige de piston sur sa génératrice voisine de la glissière. Les monteurs savent prévoir cette déformation et en prévenir les effets; à cet effet, ils ont soin de donner à la glissière, à froid, une inclinaison vers l'axe du cylindre. Il vaut évidemment mieux faire cesser la déformation de la glissière, que d'être obligé de la combattre, en faisant d'avance une correction assez incertaine.

228. — *Plaques de fondation.* — La plaque de fondation, qui supporte, au centre, les paliers de l'arbre, sur les côtés, les supports des cylindres, forme la base, très exactement ajustée, sur laquelle paliers et cylindres se montent à leur position exacte. Elle reçoit, de plus, toutes les forces en jeu, savoir, le poids des pièces qui agit par compression sur la base des piliers, les forces d'inertie qui agissent alternativement par compression et par traction sur les supports des paliers, enfin, la pression active de la vapeur, qui produit un moment de flexion entre les paliers et les bâtis. Les forces d'inertie sont, comme nous avons vu, celles qui peuvent atteindre les plus hautes valeurs.

Jusqu'il y a peu d'années, les plaques de fondation étaient universellement en fonte de fer, sauf sur quelques torpilleurs où elles étaient en bronze, supportant alors des bâtis en acier forgé. La fonte convient assez bien pour ces pièces, parce que la grande épaisseur de matière, et l'excès de poids qui en résulte, ont des avantages sérieux pour atténuer les vibrations transmises à la coque. Par suite, on rencontre quelquefois, sur le *Kaiser-Wilhelm-der-Grosse* par exemple, les plaques de fondation de fonte alliées aux bâtis en acier moulé; on pourrait, il est vrai, citer, en sens inverse, quelques cas de plaques de fondation en acier, sous des bâtis en fonte.

Les plaques de fondation en tôle et cornières, qui ont accompagné les bâtis construits dans ce système, ont été abandonnées avec eux.

En règle générale, les plaques de fondation des machines soignées sont toujours maintenant en acier moulé.

Les plaques de fondation se composent de parties longitudinales ou longrines, et de traverses, formant un quadrillage dans lequel il ne reste guère d'autre vide que celui nécessaire pour le passage des vilebrequins, des excentriques, tourteaux de jonction, etc.

La section, en chaque point, présente généralement la forme d'un U renversé, fig. 381, avec deux pinces à la base, pour l'attache sur le plan de pose de la machine.

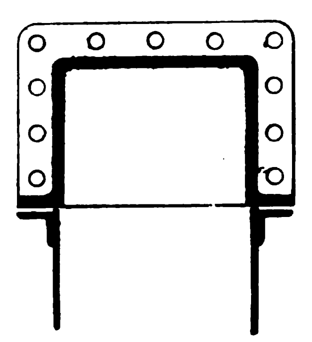


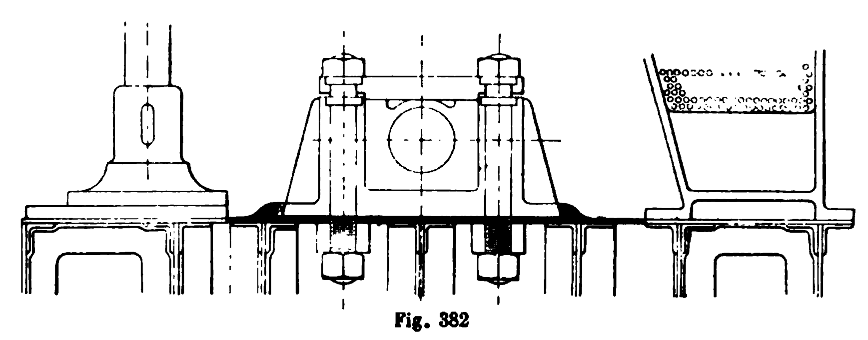
Fig. 381

Il y a naturellement tout avantage à faire les plaques de fondation d'une seule pièce; l'usine de Firminy a fourni, pour les machines du *Dunois* et du *Lahire*, des pièces de ce genre, d'une exécution remarquable.

Dans toutes les grandes machines, les plaques de fondation sont nécessairement faites d'assemblage, et la distribution des joints présente un certain intérêt.

Au début des machines verticales, les plaques de fondation ont été faites assez irrégulièrement, en utilisant les condenseurs eux-mêmes, à

la fois comme plaques de fondation et comme bâtis, et en reliant ces pièces principales par des bouts de longrines. Cette disposition défavorable, surtout pour les opérations du montage, a été de bonne heure remplacée par la division longitudinale de la plaque, en blocs comprenant chacun traverses et longrines. Il suffit de mentionner, en passant,


Fig. 382

la disposition du *Neptune*, fig. 382, où la plaque de fondation est uniquement formée, sur un bord, par le condenseur, au milieu, par une pièce en fer forgé, rabotée en certains points à l'épaisseur d'une tôle ; de l'autre bord, les bases des piliers de cylindres sont boulonnées directement sur le plan de pose en tôlerie.

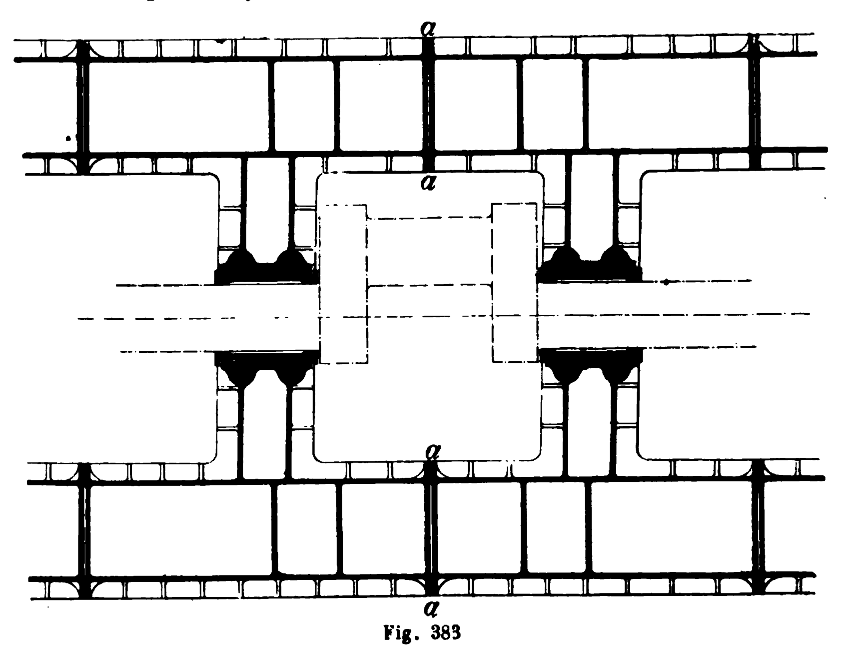


Fig. 383

Les plaques en acier moulé sont constituées par des blocs complets, qui doivent comprendre chacun deux traverses, autant que possible, et

qui ne doivent pas être trop grands, à cause des difficultés du moulage.

Un emplacement très convenable pour les joints *aa* de la plaque de fondation se trouve par le travers de l'axe des cylindres, fig. 383, partie

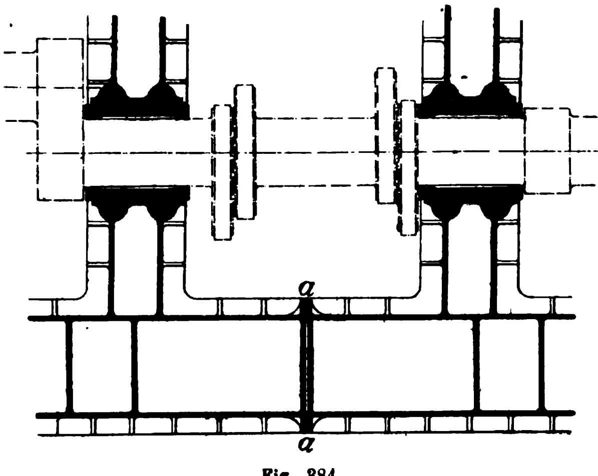


Fig. 384

qui n'est exposée à aucun moment de flexion directe ni à aucun effort tranchant. Si la disposition des bâtis s'y prête, il convient de couper la plaque en ce point. La seule objection peut provenir de l'encombrement des pinces et boulons d'assemblage sur le passage de la tête de bielle; si elle était fondée, on l'écarterait en plaçant les joints sur le travers des bras de manivelle, ce qui les décroiserait, et augmenterait la solidité.

Les joints placés entre deux cylindres, comme sur la figure 384, sont également sans inconvénient, lorsque le palier, entre les deux vilebrequins, est divisé en deux parties, et que chaque extrémité d'un bloc porte son palier.

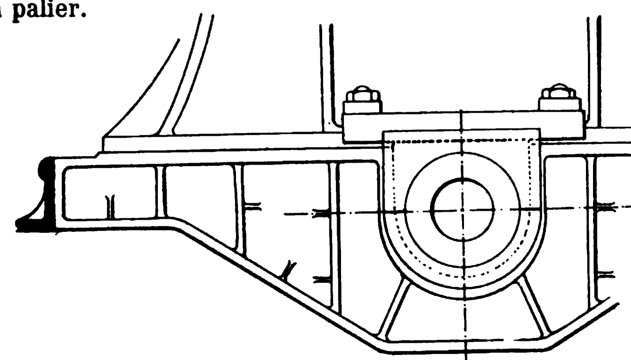


Fig. 385.

Il est clair que la distribution des joints de la plaque est subordonnée à la disposition des bâtis.

Une bonne pratique, adoptée par l'Amirauté anglaise, consiste à réunir le haut des différents blocs d'une plaque, par une légère longrine en acier moulé L, comme le représente la figure 385, qui est empruntée au croiseur *Albion*.

Le plan de pose établit, à la base, une liaison absolument solide entre tous les blocs.

229. — *Plans de pose.* — Le plan de pose, qui relie la machine à la charpente générale de la coque, constitue, au point de vue de la fatigue des matériaux, une sorte de prolongement de la plaque de fondation; il forme, sous le rapport de son système de construction en tôle et cornières, la continuation de la coque, du navire. Nous avons à le considérer ici comme support de la machine, et non comme élément de la coque.

Tandis que la surface supérieure de la plaque de fondation est exactement ajustée et dressée dans tous les portages, celle du plan de pose présente, en général, toutes les irrégularités d'un simple travail de grosse tôlerie. Le dessous de la plaque de fondation est, de son côté, brut de fonte. Il n'y a donc pas de portage exact des deux surfaces l'une sur l'autre. La plaque de fondation se place à la position fixée par l'axe de l'arbre, en interposant des cales d'épaisseur convenable entre elle et les cornières destinées à la supporter; puis, quand elle est dressée, on remplit, avec d'autres cales, les espaces vides qui restent sous ses brides inférieures. On fait ensuite, à travers les cales, le boulonnage de la plaque de fondation sur le plan de pose.

La manière d'opérer précédente est considérée comme la plus simple et la plus commode ; mais il en existe d'autres, qui peuvent également donner satisfaction. Aux Forges et Chantiers et à Indret, par exemple, on a quelquefois établi le portage exact entre le plan de pose et la plaque de fondation, en opérant de la manière suivante. On rabote le dessous de la plaque, on dresse exactement le dessus du plan de pose, non pas le dessus des cornières, ce qui serait impossible, mais le can des tôles verticales laissé en saillie au-dessus des cornières, fig. 381. On monte la plaque de fondation sur le can des tôles, et on boulonne ses brides sur les cornières, en interposant des cales qui remplissent le vide.

Le plan de pose, qui est toujours établi par le constructeur de la coque, est en général dessiné par le constructeur de la machine. Son plan peut être arrêté, à la rigueur, sans tenir très grand compte de la position des lisses et des membrures, quand le navire est à double fond, sauf à installer ensuite, entre les deux bordés, des liaisons complémentaires convenables. Il est évidemment bon de considérer toujours, en dessinant le plan de pose et même la plaque de fondation, la manière de les

fixer sur les membrures et lisses de la coque. Il devient tout à fait indispensable de combiner l'étude du plan de pose et celle de la charpente de la coque, lorsque le plan de pose doit porter, en tout ou en partie, sur une coque dépourvue de double fond. Aucune règle précise ne peut être évidemment fixée à ce sujet; le seul principe général est de faire, de tout l'ensemble, une charpente homogène, bien rattachée aux cloisons du navire, tant longitudinales que transversales, et à toutes les grandes liaisons de la coque.

230. — *Complément du plan de pose. Supports d'hélices.* — La seule partie de la coque exigeant des consolidations spéciales, en dehors du plan de pose proprement dit, est celle qui reçoit le palier de butée. Les autres paliers de la ligne d'arbres n'ont guère à supporter que le poids des arbres, et fatiguent peu. La cloison du presse-étoupes a généralement une virure renforcée; le tube, qui vient se river sur elle, achève d'assurer sa solidité. Les arbres des hélices centrales sont toujours renfermés dans un tube d'étambot complet qui aboutit à la chaise arrière. Les arbres latéraux, en France, ne sont enveloppés d'un tube que jusqu'à la sortie de la carène proprement dite; en Angleterre, sur les navires de guerre, le tube se prolonge souvent, autour de l'arbre, jusqu'au palier arrière; sur plusieurs grands paquebots, le tube des arbres latéraux, en dehors de la carène, est remplacé par un prolongement de la carène elle-même. Ce sont là des détails de la charpente du navire et non de la machine.

On peut rattacher, à l'étude de la machine, celle des supports en V des hélices latérales. Ces pièces ont été pendant longtemps fondue d'une seule pièce, en bronze sur les navires doublés en cuivre, en fonte de fer, sur les navires à carène en fer; on les fait souvent aujourd'hui en acier moulé, d'une seule pièce. Il est préférable de faire les supports en V d'assemblage, afin d'éviter l'effet des déformations des pièces coulées par rapport à leur modèle, et de pouvoir placer l'axe du support exactement à la position prévue pour l'axe de l'arbre. Les V d'assemblage peuvent se faire en tôle emboutie, avec talons d'attache sur la carène, comme le représente la figure 386; c'est la disposition la plus légère. On perd un peu, sous le rapport du poids, mais on gagne, sous le rapport de la résistance à la marche, en faisant le V de pièces massives, fig. 387, suivant la pratique adoptée aux Forges et Chantiers.

La charge des supports en V, calculée d'après le poids des pièces qu'ils ont à supporter, doit toujours être très faible, $0^k,400$ par centimètre carré, par exemple, par traction, et $0^k,250$ par compression. Cette charge, en effet, ne représente qu'une très faible fraction de la fatigue

véritable, laquelle est due aux efforts latéraux dus à l'hélice et surtout aux trépidations. Les trépidations imprimées par les hélices, tout à fait

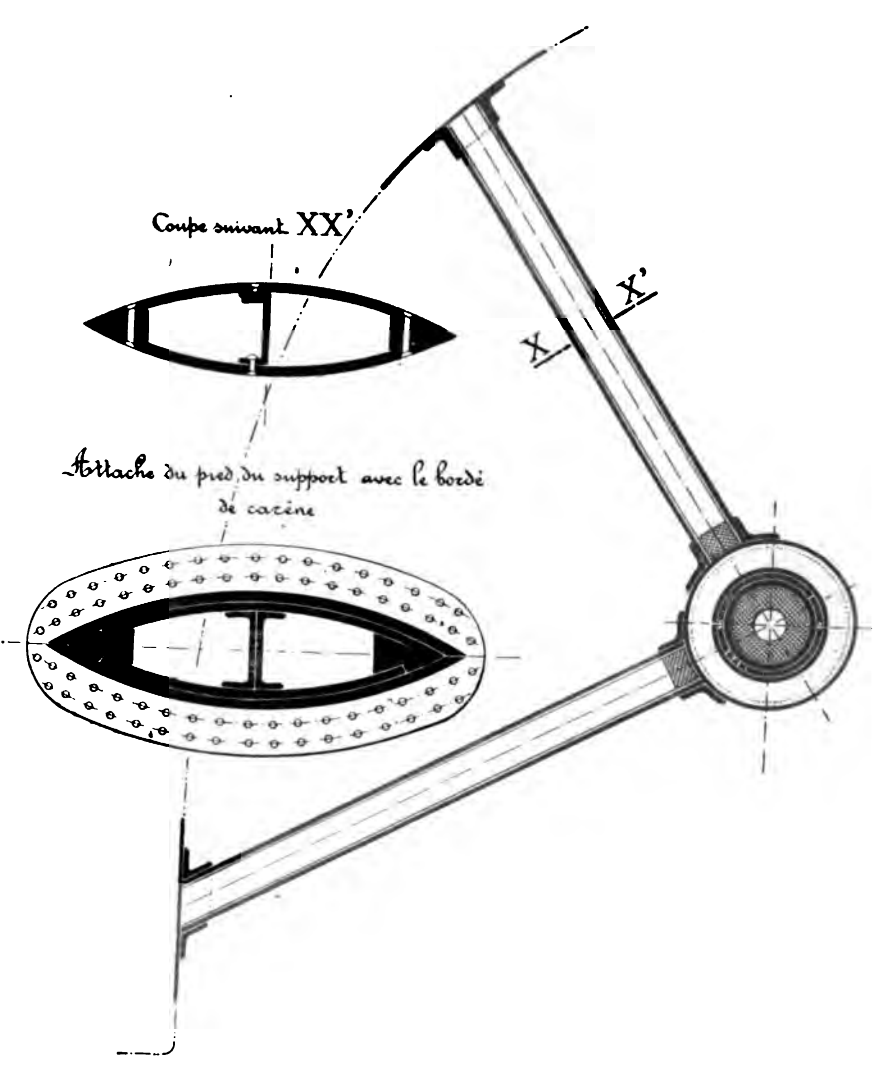


Fig. 386

indépendantes de celles dues aux forces d'inertie dans la machine, sont toujours vives, et deviennent violentes aux grandes vitesses.

Les supports en V intermédiaires, lorsque la longueur des arbres extérieurs oblige à en établir, n'ont à supporter, ni efforts latéraux dus à l'émersion des hélices, ni trépidations. Ils peuvent être beaucoup plus

légers que les supports arrière; on les forme même quelquefois d'un simple bras vertical, quand leur longueur est faible.

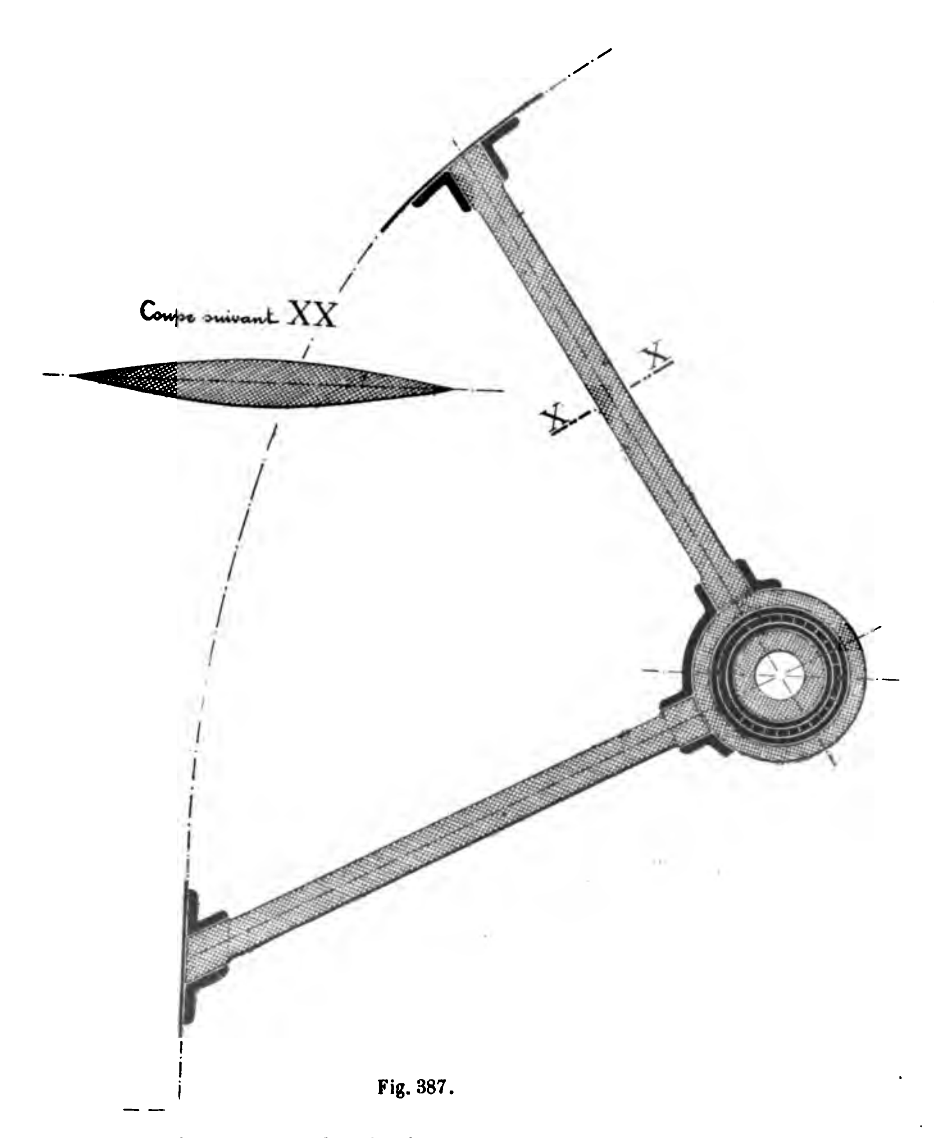


Fig. 387.

La coque doit être renforcée, à l'attache des supports en V, en proportion de la force de ces supports.

CHAPITRE XII

DISPOSITION GÉNÉRALE DES MACHINES. ENCOMBREMENT ET POIDS.

231. — *Considérations sur les études d'ensemble et sur la préparation des projets de machines.* — Quand on cherche à classer les diverses dispositions qui se rencontrent dans les machines, on est frappé, tout d'abord, de l'impossibilité d'arriver à un groupement rationnel, analogue à celui qu'il est assez facile de faire pour les chaudières marines.

Les chaudières présentent un nombre fixe de systèmes, dans chacun desquels les modèles varient peu, comme poids et encombrement, et présentent des qualités particulières de fonctionnement.

Pour les machines, il n'existe, au fond, qu'un système unique, dans lequel les dispositions se modifient et se transforment de cent manières, selon les exigences spéciales à chaque classe de navires et selon les habitudes des constructeurs.

De plus, dans chaque système de chaudières, les dimensions d'un corps ne variant guère, un appareil évaporatoire total se compose d'un nombre de corps proportionnel à sa puissance. Le sectionnement de l'appareil moteur, au contraire, ne peut se faire que suivant un nombre très limité de dispositions ; dans chaque mode de division, les dimensions des machines varient à l'infini.

Enfin, pour une puissance déterminée et constante, les dimensions de la machine dépendent indirectement de celles de la coque, parce qu'elles dépendent de celles de l'hélice, et que les dimensions des hélices sont subordonnées à celles de la coque, ainsi que nous l'avons vu au chapitre VIII, § 3. Les chaudières, au contraire, se déterminent uniquement d'après la quantité de vapeur qu'elles ont à fournir.

Les recherches générales, qui se résument dans la préparation de tableaux de poids et d'encombrement, présentent par suite une importance toute différente, pour les chaudières et pour les machines.

Les tableaux de poids et d'encombrement des divers modèles de chaudières fournissent, tout préparés, les projets d'appareils dont on a besoin, pour une puissance déterminée.

Les mêmes tableaux, en ce qui concerne les machines, sont simplement des listes d'exemples, plus ou moins complètes, que l'on doit consulter, en y choisissant son modèle d'après la destination du navire qu'il s'agit de faire marcher.

Il existe bien, pour passer d'une machine à une autre, en faisant varier la puissance, des règles déduites de certaines lois spéciales de similitude, dont nous avons déjà dit quelques mots au n° 200, et sur lesquelles nous reviendrons plus loin. Mais les lois générales de la similitude elles-mêmes, ne sont applicables aux machines marines, que dans le cas particulier d'appareils tous destinés à des navires analogues et de même destination.

Pour l'appareil moteur d'un navire de type nouveau, les données principales de la machine, dimensions, poids, encombrement, ne peuvent être déterminées qu'à la suite d'une étude complète, accompagnée de tracés, et comprenant le calcul des éléments de l'hélice.

232. — *Division de l'appareil moteur en plusieurs machines distinctes.* — La question de la multiplicité des hélices a surgi, en dehors de toute question de machines, à l'occasion de la suppression de la mâture sur les bâtiments de guerre. En France, la première application des doubles hélices fut faite en 1867, par Dupuy de Lôme, sur les gardes-côtes type *Bélier*. Aucun avantage n'était recherché du côté de la vitesse, car une seule hélice eut suffi à dépenser utilement la puissance de l'appareil moteur ; aucun complément de sécurité n'était donné contre les avaries de coque, car les deux machines étaient dans la même chambre ; il s'agissait uniquement de ne pas laisser les navires dépourvus de tout moyen de locomotion, en cas d'avarie dans une machine. Le motif était d'ailleurs sérieux ; il serait assez difficile d'expliquer comment plusieurs gardes-côtes, construits après 1870, n'ont reçu qu'une seule hélice.

Les considérations de sécurité, qui avaient conduit aux doubles hélices sur les navires de guerre, commencèrent, vingt ans plus tard, à les faire adopter sur les bâtiments de commerce munis d'une voilure nulle ou insuffisante. Actuellement, tous les grands paquebots à passagers se construisent à deux hélices ; la même disposition est adoptée sur les cargos, dont le déplacement dépasse parfois 30.000 tonnes. Les deux machines, placées par le travers l'une de l'autre, sont très souvent séparées par une cloison étanche ; cette cloison rendrait de grands services, au cas où l'une des deux chambres, qu'elle isole, serait envahie par la vapeur ; mais elle serait une cause de danger pour le navire, au cas d'envahissement par l'eau, à cause de la bande produite par le remplissage d'un compartiment.

Pour les navires de guerre, où l'on doit se préoccuper des avaries de combat, comme de celles de navigation, le sectionnement de l'appareil moteur, et le compartimentage du volume total qu'il occupe, sont poussés de plus en plus loin, comme nous le verrons au n° 234.

La puissance croissante des machines rend parfois nécessaire aujourd'hui, indépendamment de toute autre considération, la répartition du travail sur deux hélices distinctes. L'hélice unique, qui serait capable de consommer, avec un rendement convenable, la totalité de la puissance motrice, aurait des dimensions excessives ; plus souvent encore, sur les navires de guerre, la machine de l'hélice unique ne trouverait pas sa place sous le pont blindé. Il arrive même, sur les navires de guerre, que la hauteur limitée, dont on dispose, ne permet pas de se contenter de deux machines attelées à deux hélices ; il est nécessaire d'établir, soit quatre machines sur deux arbres, soit trois machines actionnant trois hélices.

Sur les bâtiments de guerre, la nécessité d'avoir une marche économique, en ne développant qu'une faible fraction de la puissance normale est, comme nous le verrons plus loin, un motif sérieux, ajouté aux autres, pour répartir la puissance entre plusieurs machines.

233. — *Dispositions particulières aux navires de commerce.* — Les caractères spéciaux des machines des bâtiments de commerce sont une grande simplicité, permettant des économies importantes sur les dépenses en personnel, et un grand développement des dimensions dans le sens de la hauteur, direction suivant laquelle l'espace ne fait jamais défaut.

La recherche de la simplicité, en vue de l'économie dans l'exploitation de la ligne, a été la cause du long retard qu'a rencontré l'adoption des doubles hélices, même sur les paquebots rapides destinés aux passagers. Sur les simples cargos, non seulement on se contente généralement d'une machine, mais, de plus, on s'est parfois contenté de donner, à cette machine, un cylindre unique, ou du moins un seul vilebrequin.

L'existence des machines à un seul vilebrequin semble avoir été longtemps ignorée ou peu connue en France. Les traités de machines marines n'en faisaient pas mention ; ils acceptaient, comme axiomes, des affirmations sur la nécessité de régulariser le couple de rotation, qui eussent rendu leur existence impossible. Aussi ce ne fut point sans surprise, que je rencontrai une machine compound à deux cylindres montés en tandem et à vilebrequin unique, sur un cargo de la Compagnie Lamport et Holt, dont j'eus l'occasion d'opérer le sauvetage en 1875 ; j'appris alors que, grâce à un petit volant formant vireur, la marche

avait lieu sans secousse, et même avec un mouvement de rotation assez régulier; un mécanisme très simple, actionnant le volant, permettait d'amener toujours le vilebrequin à une position angulaire convenable

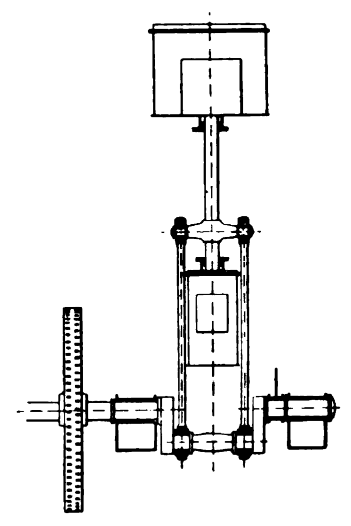


Fig. 388.

pour assurer le départ pendant la manœuvre. La Compagnie Lamport et Holt resta longtemps fidèle aux l'arbres à un seul vilebrequin ; c'est, je crois, à une époque récente, probablement à l'occasion de la détente triple, que cette Compagnie économe s'est résignée à avoir plusieurs cylindres actionnant des vilebrequins différents.

La tendance, qui persiste, à rechercher la simplicité, s'est opposée jusqu'ici à l'adoption des hélices triples, qui ne trouveraient pas d'ailleurs, sur les paquebots, l'avantage qu'elles présentent, sur les navires de guerre, pour la marche économique à petite vitesse. On ne craint plus, par contre, de multiplier les cylindres et les coudes de l'arbre. Certaines grandes machines de cargos, à détente quadruple, présentent cinq cylindres et cinq vilebrequins.

L'étendue presqu'illimitée dont on dispose en hauteur, les espaces situés au-dessus de la machine étant considérés comme inhabitables, a conduit à adopter, sur les navires de commerce, des courses de pistons plus grandes que sur les navires de guerre; la différence est sensible, car la course C se rapproche du diamètre du cylindre MP sur les machines de paquebots à triple détente, tandis qu'elle n'est guère supérieure au diamètre du cylindre HP sur les bâtiments de guerre. Il a été beaucoup discuté sur la valeur respective des grandes et des petites courses. Les partisans des grandes courses sont plus nombreux, mais

les arguments se balancent ; dans la Marine française, la pratique n'a pas révélé davantage précis, en faveur de l'un ou de l'autre système.

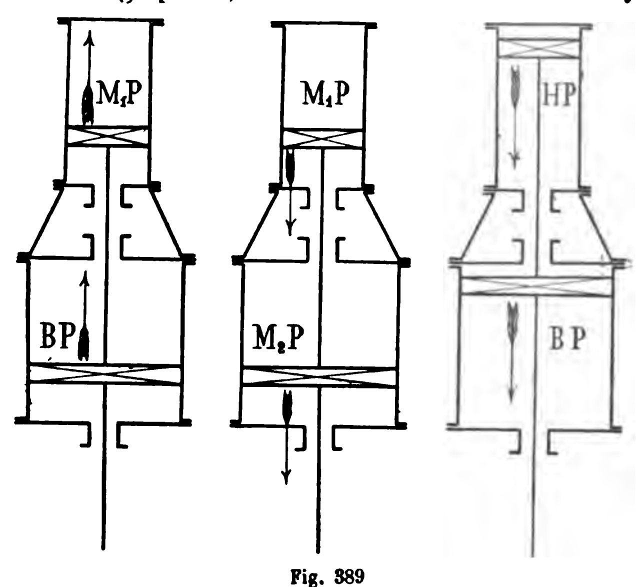


Fig. 389

L'utilisation de l'espace dans le sens de la hauteur a surtout été obtenue par le montage des cylindres en tandem, longtemps pratiqué dans les machines de paquebots.

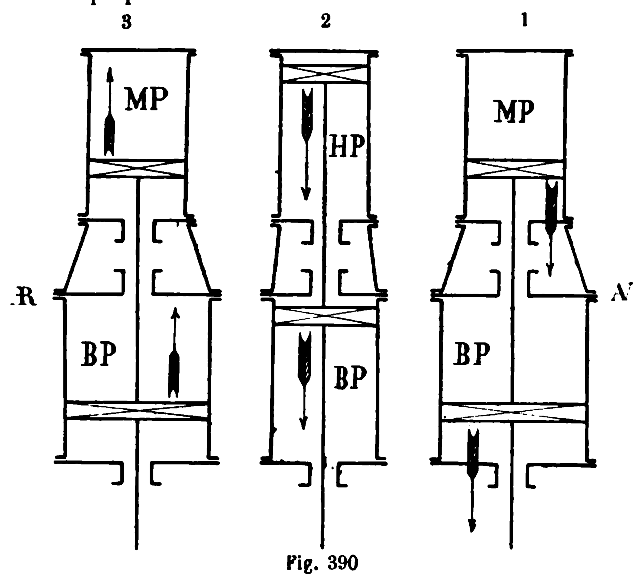


Fig. 390

Les trois figures 389, 390, 391, représentent trois machines de grands paquebots ayant leurs cylindres montés en tandem. La figure 389 est

relative à la machine de la *Gascogne*, à détente quadruple et six cylindres ; la figure 390 donne la machine de la *Champagne*, à détente triple

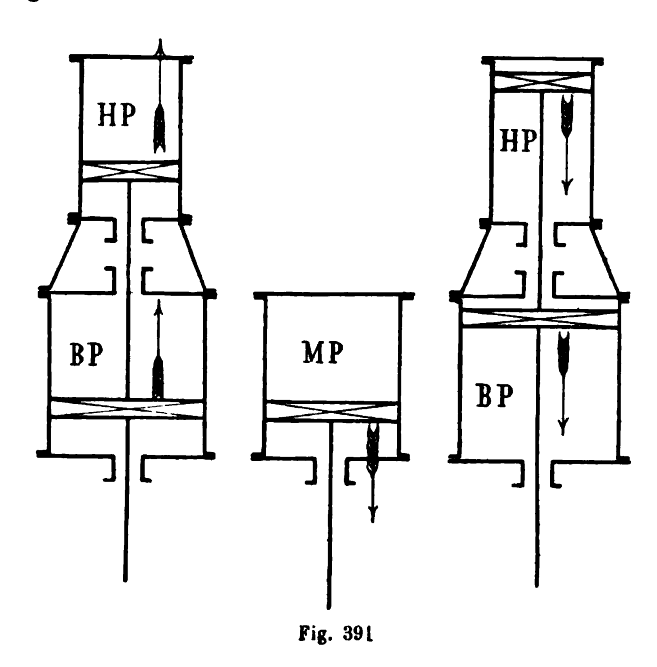


Fig. 391

et six cylindres ; enfin la figure 391 représente la machine du *Campania*, à détente triple et cinq cylindres. Ces machines fonctionnent bien ; on reproche toutefois, à la machine du *Campania*, d'imprimer à la coque des trépidations trop vives.

Le montage en tandem convient aux machines verticales, quand l'allure est lente ; l'exemple des cargos Lamport et Holt le prouve. Pour les machines à allure rapide, il est nécessaire de donner à l'arbre à vilebrequins un grand nombre de manivelles convenablement orientées, comme nous l'avons vu au chapitre VI. Dès lors, le montage en tandem doit être abandonné, et l'a été, en effet, sur tous les paquebots rapides de construction récente, *Kaiser-Wilhelm-der-Grosse*, *Lorraine*, etc.

234. — *Dispositions particulières aux bâtiments de guerre.* — La nécessité de loger entièrement l'appareil moteur au-dessous de la flottaison, quand la protection est imparfaite, a longtemps imposé l'emploi exclusif des machines horizontales, sur les navires de guerre. Sur les premiers croiseurs étudiés avec un pont protecteur, tels que le *Sfax*, le défaut de hauteur a encore exigé les machines horizontales.

Ensuite, la sécurité assurée par le pont protecteur rendant plus hardi, on n'a pas craint de s'élever jusqu'à une hauteur suffisante, pour per-

mettre l'adoption des machines verticales. L'emploi des machines verticales n'est toutefois possible que grâce à la division de l'appareil en plusieurs machines, à l'adoption de très hautes pressions, enfin au raccourcissement des longueurs de course, dans toute la limite du possible.

Au point de vue du fonctionnement, les machines des navires de guerre sont soumises à des conditions très spéciales, parce que l'allure normale, pour laquelle se détermine la distance franchissable d'un navire, n'est pas, comme dans le cas des paquebots, celle de la marche habituelle. Ainsi un grand bâtiment de guerre, de 20 nœuds de vitesse, doit effectuer ses traversées habituelles à 10 nœuds; un torpilleur de 30 nœuds effectue les siennes à 15 nœuds ; pour tous les deux, la vitesse est une arme destinée à des circonstances presque exceptionnelles dans la vie du bâtiment.

L'économie de combustible, que définit le chiffre de la consommation par cheval, doit être aussi grande que possible à l'allure lente, puisque c'est à cette allure que se mesure la longueur de la distance franchissable.

Il importe également que la machine soit économique à l'allure rapide, surtout lorsque la limite de la puissance de l'appareil est fixée par le maximum de combustion de charbon sur la grille, puisque, dans ce cas, la puissance maximum est inversement proportionnelle à la consommation par cheval. Le degré d'économie dans la marche à toute vitesse se trouve déterminé par les dimensions principales de la machine et la détente qui en résulte.

Divers moyens se présentent pour diminuer la dépense à petite vitesse.

L'économie de charbon à petite vitesse peut être obtenue, au prix d'un sacrifice sur la consommation par cheval à grande vitesse, en changeant le régime de vapeur et le nombre même des détentes successives quand on passe d'une allure à l'autre. Quelques tentatives intéressantes ont été faites en ce sens.

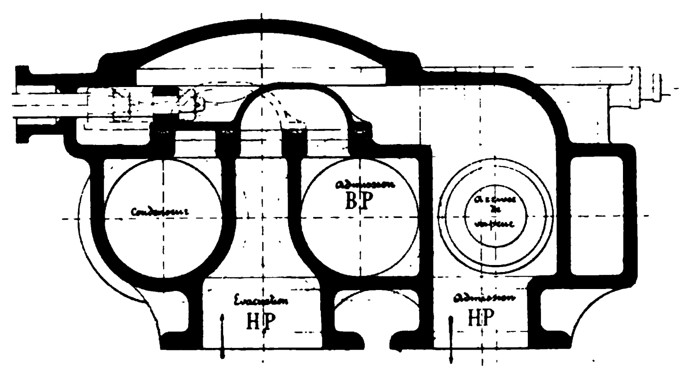


Fig. 392.

Au début de l'adoption du système compound par l'Amirauté anglaise, M. Kirk a disposé la machine du *Nelson*, à détente double pour la marche à petite vitesse, et à détente unique, pour la marche à grande vitesse. Le changement de régime se faisait d'une manière très simple, à l'aide du tiroir de distribution, qui est représenté, fig. 392, dans les deux positions correspondant au deux modes d'emploi de la vapeur. La marche à simple détente ayant été absolument abandonnée, l'expérience du *Nelson* n'a pas eu de suite.

Sur les trois gardes-côtes japonais *Matsousima*, *Itskousima* et *Hasidaté*, les machines furent disposées de manière à fonctionner à détente triple pour la petite vitesse et détente double pour la grande. Le résultat obtenu dans les essais à petite vitesse fut très favorable pour l'époque, $0^{k},68$ par cheval; la puissance prévue à toute vapeur est facile à réaliser. Le

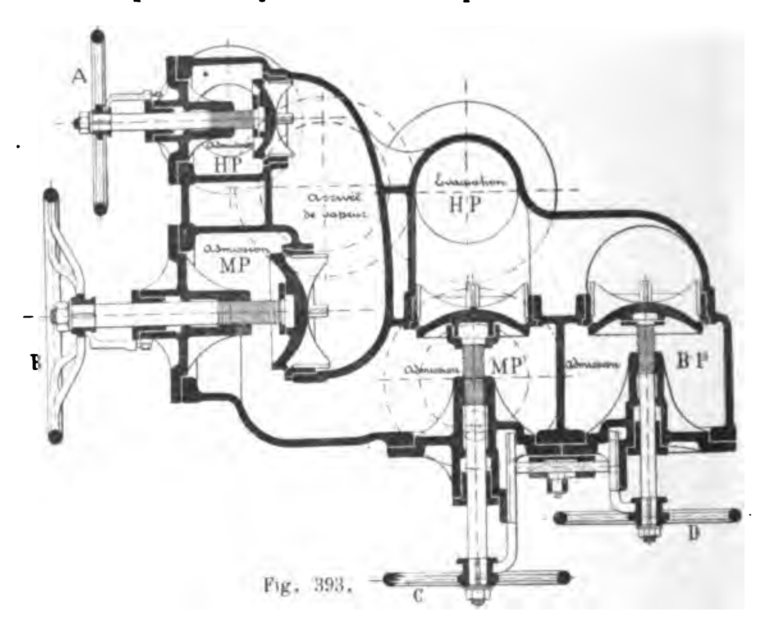


Fig. 393.

seul inconvénient est dans la complication du jeu des trois soupapes, B,C,D, qui sont représentées figure 393. Pour passer de la détente double à la détente triple, on ouvre la soupape C et on ferme les deux soupapes B et D ; pour passer à la détente double, on ouvre les deux soupapes B et D et on ferme C ; la soupape A est le registre de vapeur ordinaire.

Une disposition un peu plus simple avait été prévue d'abord, avec quatre cylindres et marche à détente double ou quadruple à volonté ; elle n'aurait exigé de manœuvre de soupapes ou de tiroir de distribution, qu'entre les deux cylindres n° 2 et n° 3.

Le problème de la marche économique à petite vitesse, depuis que la division du moteur en plusieurs machines est de règle presque générale, se résoud en mettant une partie seulement des machines en marche, ainsi qu'il a été vu au n° 149. En laissant de côté, dans le cas des deux hélices, l'emploi d'une hélice unique, la seconde hélice étant débrayée, on trouve deux solutions convenables, l'une, dans l'emploi de deux hélices actionnées chacune par deux machines, la seconde, dans l'emploi des hélices triples.

Avec les deux hélices actionnées chacune par deux machines, comme nous l'avons vu au n° 64, la solution serait simple, s'il suffisait d'établir un débrayage entre les deux machines et de marcher en temps ordinaire avec les machines arrière seules. Malheureusement l'usure des portées produit une dénivellation rapide entre les deux parties de l'arbre, à la suite de laquelle le réembrayage de la machine avant expose à des échauffements dans tous les paliers. Il est préférable de faire tourner l'arbre tout entier, en débiellant la machine arrière ; mais alors la mise en marche de la machine débiellée exige un travail de remontage délicat, qui prend plus d'une journée de travail.

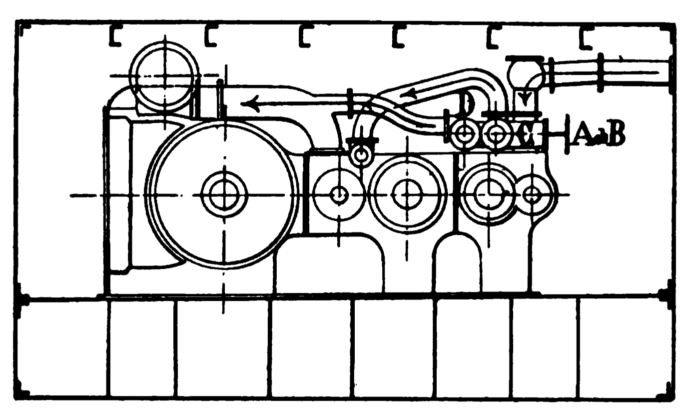


Fig. 393 *bis*.

La meilleure solution est dans l'adoption des hélices triples, avec marche à une, deux, trois hélices à volonté, et désembrayage de l'hélice ou des hélices inactives. La marche économique, sous le rapport de la consommation par cheval, se trouve très sensiblement réalisée à la demi-vitesse du navire, ou un peu au-dessous, si l'on admet que la consommation suit la loi indiquée au n° 64, d'après laquelle l'allure économique d'une machine est actuellement celle qui correspond au tiers de la puissance. En effet, avec la machine centrale seule, au tiers de la puissance, on doit obtenir la vitesse usuelle de route de 10 nœuds, sur les bâtiments de 21 ou 22 nœuds de vitesse maximum. La seule imperfection de ce système

résulte du travail résistant des hélices débrayées, travail assez important, d'après les expériences de la *Kaiserin-Augusta* citées au n° 149.

Dans l'étude de la division du moteur en plusieurs machines, il importe de ne pas perdre de vue l'intérêt que présente, sur les navires de guerre, le cloisonnement de la cale, en vue de diminuer l'effet des avaries de combat. Bien que ce sujet soit étranger aux questions de machines proprement dites, il est nécessaire de l'exposer, au moins brièvement. L'adoption de deux machines placées l'une derrière l'autre, comme sur le *Sfax*, offre quelques garanties, mais celui de deux chambres de machines par le travers l'une de l'autre, comme sur les paquebots, n'ajoute rien à la sécurité, bien au contraire ; en cas d'envahissement d'une des machines par l'eau, il faut, en effet, que l'autre se remplisse, sous peine de danger de chavirement. Trois machines placées l'une derrière l'autre, comme sur le *Dupuy-de-Lôme*, fig. 394, offrent

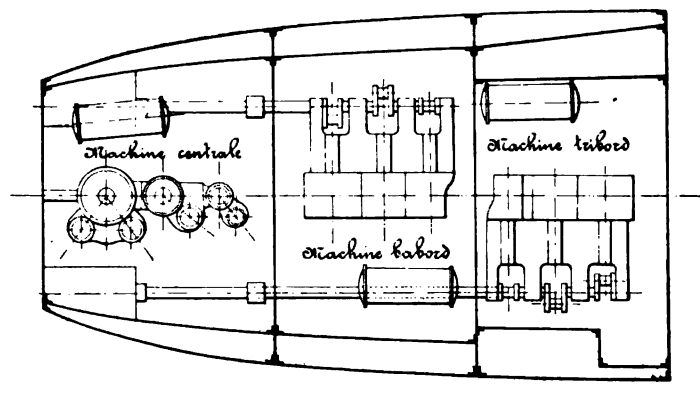


Fig. 394

des conditions très favorables ; mais l'encombrement excessif en longueur est incompatible avec le développement que prennent les soutes à munitions sur la plupart des nouveaux navires. Avec trois machines placées par le travers l'une de l'autre, on ne peut raisonnablement compter que sur la machine centrale ; car, lorsque l'une des chambres latérales est envahie par la mer, il faudrait souvent ouvrir à l'eau le compartiment symétrique, pour redresser le navire. Il est possible de diminuer un peu la bande produite par l'envahissement d'une chambre latérale, en établissant, en dehors des machines, comme sur la *Jeanne-d'Arc*, fig. 395, les chambres de condensation et d'appareils auxiliaires. L'appareil moteur se trouve alors réparti entre cinq compartiments étanches séparés.

La plus grande division de l'appareil, que l'on puisse actuellement viser à obtenir, serait donnée sur un appareil à deux hélices et quatre

machines, en établissant dans l'axe, les deux chambres de condensation

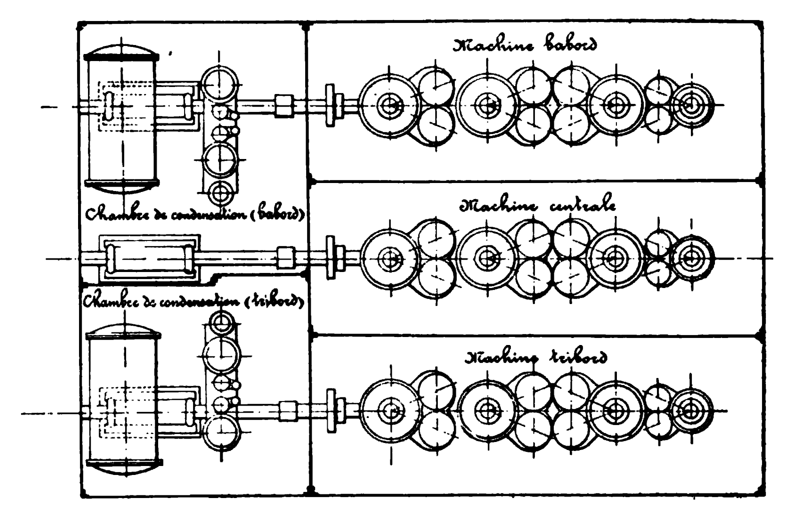


Fig. 395.

et d'appareils auxiliaires. Cette solution, fig. 396, donne un peu plus d'encombrement que celle de la figure 395, dans le sens longitudinal. Comme elle fait perdre, en outre, l'avantage des hélices triples, au point

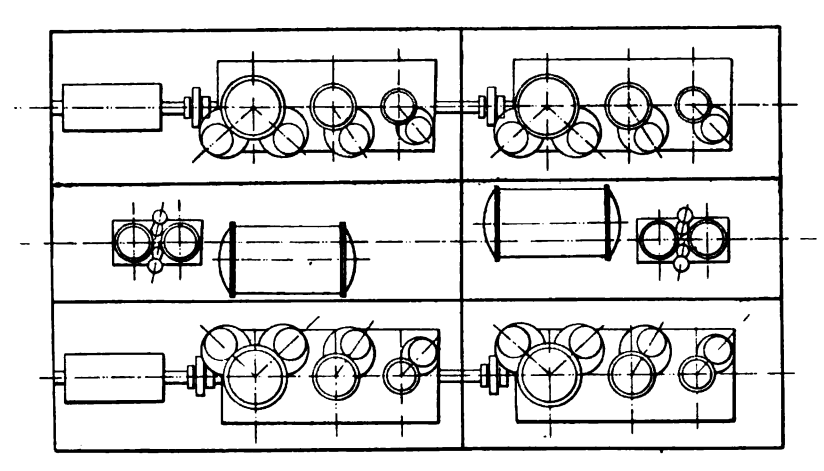


Fig. 396

de vue de la marche à vitesse réduite et à celui des facultés évolutives et de la stabilité de route des navires, elle n'a, jusqu'ici, reçu aucune application dans la Marine.

On diviserait également la chambre des machines en six compartiments, si l'on établissait trois hélices, avec deux machines sur l'hélice

centrale et les chambres de condensation placées comme il est indiqué figure 397 ; le tuyautage d'évacuation serait alors compliqué, et les contre-pressions plus à craindre que dans la disposition de la figure 395.

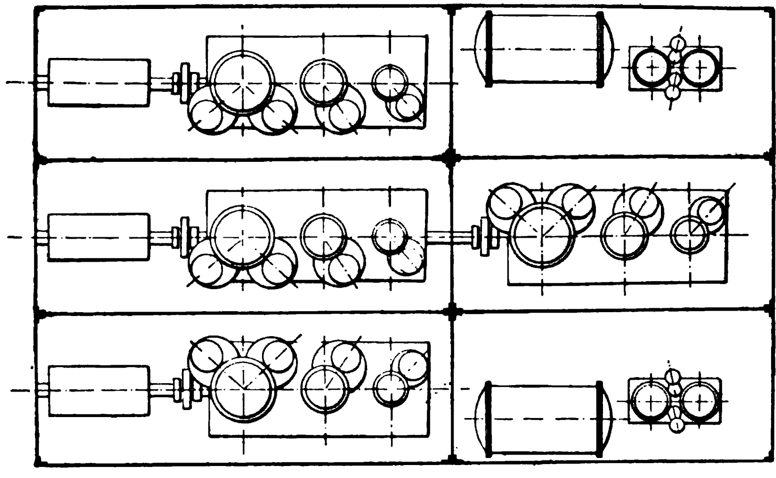


Fig. 397

235. — *Encombrement des machines.* — Dans l'encombrement d'une machine, il y a lieu de distinguer la hauteur, dimension indépendante des autres. La largeur et la longueur sont, au contraire, en partie fonction l'une de l'autre, et elles constituent ensemble l'encombrement horizontal.

La hauteur totale H d'une machine se compte, du dessous du chapeau de la bielle à bas de course, au-dessus du plateau du cylindre. Ainsi mesurée, elle représente bien la limite de l'encombrement à la partie inférieure, parce que la bielle descend, à travers le plan de pose, bien au-dessous de la plaque de fondation. Il reste, au contraire, à ajouter sous barrots, à la partie supérieure, la hauteur nécessaire pour le démontage des plateaux de cylindres.

La hauteur H se compose de deux parties :

1° Une longueur géométrique fixe, comprenant trois éléments, la course du piston C, le diamètre décrit par l'axe du bouton de manivelle C et la longueur de bielle B comptée entre les deux axes des tourillons.

La pratique ayant fixé à 2 C la longueur B, le total des trois éléments est presque toujours égal à 4 C. Dans les machines horizontales, la longueur de B s'abaissait quelquefois jusqu'à 1,75 C;

2° Une longueur D, non susceptible de définition géométrique, qui comprend toutes les épaisseurs de matière, jeux, détails de construc-

tion, de forme et de dimension, variables d'une usine à l'autre. La longueur de D varie, en pratique, dans des limites assez étendues, de 1,5 C à 2 C.

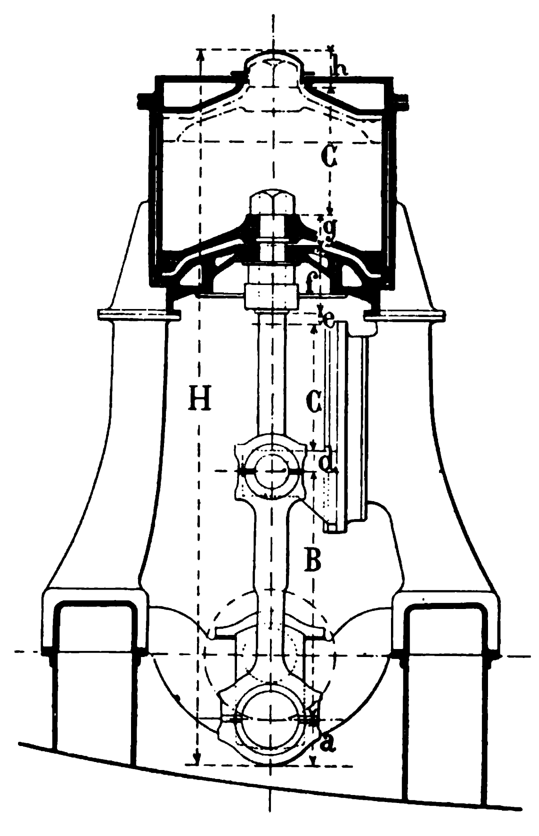


Fig. 398.

La figure 398 représente les différents éléments de D, dans la division adoptée à Indret; ces éléments peuvent se grouper en deux parties :

$a + d$. . . . . pour la bielle;
$e + f + g + h$. . . . . pour le cylindre et le piston.

La figure est assez claire pour dispenser d'explications.

On remarquera seulement que e, qui dépend de la manière dont le presse-étoupes s'engage dans la fourche de pied de bielle, peut être porté au compte de la bielle ou du cylindre, indifféremment, et pourrait même être ajouté à d, pour former un élément unique de D.

Le tableau LI donne la hauteur totale de quelques machines, ainsi décomposée, et le rapport de cette hauteur à la course C. La puissance inscrite f est celle d'une seule machine.

TABLEAU LI

Hauteur des machines.

Noms des bâtiments	f	C	$\frac{B}{C}$	$a+d$	$e+f+g+h$	$\frac{D}{C}$	H	$\frac{H}{C}$
				BATIMENTS DE GUERRE				
A trois machines.								
Jeanne-d'Arc	9500	0m900	2,00	0m565	1m040	1,78	5m205	5,78
Jurien-de-la-Gravière	5800	0,700	2,00	0,430	0,890	1,88	4,120	5,88
Bouvet	4666	0,840	1,93	0,450	0,850	1,55	4,600	5,48
Dupuy-de-Lôme	4395	0,850	2,00	0,470	0,990	1,72	4,860	5,66
A deux machines.								
Charles-Martel	7418	1,100	2,00	0,645	1,230	1,70	6,275	5,70
Cassard	5020	0,780	2,00	0,355	0,995	1,73	4,470	5,73
Formidable	4250	1,000	2,00	0,560	1,220	1,78	5,780	5,78
Galilée	3524	0,600	2,00	0,365	0,917	2,14	3,682	6,14
Indomptable	3030	0,900	1,95	0,520	1,110	1,81	5,190	5,77
Forban	2000	0,460	2,27	0,250	0,480	1,58	2,694	5,86
Chevalier	1500	0,414	2,27	0,250	0,480	1,76	2,500	6,03
				PAQUEBOTS				
A deux machines.								
Kaiser-Wilhelm-der-Grosse	14000	1,750	2,00	0,900	2,100	1,71	10,000	5,71
Touraine	6033	1,660	1,99	1,030	1,700	1,64	9,370	5,64
Navarre	3300	1,340	2,00	0,830	1,180	1,50	7,370	5,50
A une machine.								
Eugène-Péreire	3545	1,240	2,00	0,780	1,220	1,69	7,060	5,69

L'encombrement horizontal se compte d'une cloison de la chambre à l'autre de la chambre des machines; il dépend à la fois des dimensions de l'appareil, et de la largeur des coursives de circulation, à peu près constante et indépendante de la puissance de la machine.

La largeur des machines peut être accrue, jusqu'à la valeur permise par la largeur du bâtiment, sans qu'il en résulte d'augmentation pour l'encombrement proprement dit. Arrivée à ce point, elle rencontre une limite absolue, qu'il est impossible de dépasser.

La longueur est la dimension horizontale qui représente le mieux l'encombrement de la machine à bord. Il y a toujours intérêt à la réduire au strict minimum. Comme on peut faire varier, d'ailleurs, la longueur des navires elle-même, beaucoup plus facilement que leur largeur, il n'y a pas une limite absolue, pour la longueur totale des chambres de machines, comme pour leur largeur totale.

L'élément principal dont on dispose, pour faire varier la largeur et la longueur de la machine en sens inverse l'une de l'autre, consiste dans la position assignée aux tiroirs par rapport aux cylindres, et, par suite, dans le choix de l'appareil de conduite des tiroirs, auquel cette position correspond.

Pour diminuer la largeur, il faut placer les tiroirs sur l'avant ou sur l'arrière des cylindres; l'axe de leur tige, situé dans le plan longitudinal de la machine, est alors dirigé vers l'axe de l'arbre; dans ce cas, l'appareil tout indiqué, pour la conduite des tiroirs, est la coulisse Stephenson.

Pour diminuer la longueur des machines, il faut placer les tiroirs à bâbord ou à tribord des cylindres; l'axe de leur tige est alors situé dans un plan parallèle au plan longitudinal de la machine; la conduite par la coulisse Stephenson exige l'emploi de leviers coudés; il est plus simple de recourir à la barre Solms ou Marshall comme appareil de manœuvre.

D'après ce qui précède, le choix du mécanisme de mise en train, Stephenson ou Marshall, semblerait devoir être déterminé par la largeur dont on dispose, en vue de bien utiliser toute cette largeur et de diminuer la longueur en conséquence. Mais la diminution de longueur de la machine obtenue en plaçant les tiroirs latéralement n'est jamais qu'une faible fraction de la somme des profondeurs ou des diamètres des boites à tiroir et peut, dans certains cas, se réduire presqu'à rien. La longueur des arbres à vilebrequins, en effet, ne peut pas descendre au-dessous d'un minimum égal à la somme de la longueur des paliers, des vilebrequins, des excentriques, etc.; ce minimum est tel qu'il est possible, à peu de chose près, de placer les tiroirs dans l'axe, à la con-

TABLEAU LII. — *Superficie de la chambre des machines.*

Noms des bâtiments	Puissance F	Longueur l	Largeur moyenne m	Surface lm	$1000 \frac{S}{F}$	$1000 \frac{l}{F}$
	1° BATIMENTS DE GUERRE FRANÇAIS					
A trois machines.						
Jeanne-d'Arc	28500	21m600	14m600	313m²20	10m²99	0m76
Jurien-de-la-Gravière	17400	18,000	12,500	225,00	12,93	1,03
Bouvet	14000	13,200	13,840	182,69	13,05	0,94
Dupuy-de-Lôme	13186	24,600	9,950	244,77	18,56	1,86
A deux machines.						
Charles-Martel	14836	14,000	12,800	179,20	12,08	0,94
Cassard	10040	15,060	10,940	164,75	16,41	1,50
Formidable	8500	13,000	16,000	208,00	24,47	1,53
Galilée	7048	17,400	8,570	149,20	21,17	2,46
Indomptable	6060	10,600	13,500	143,10	23,61	1,75
Forban	4000	7,000	4,400	30,80	7,70	1,75
Chevalier	3000	6,460	4,400	28,42	9,47	2,15
	2° BATIMENTS DE GUERRE ANGLAIS					
A deux machines.						
Type *Powerful* (deux croiseurs)	26130	18,29	12,80	234,10	8,96	0,70
Type *Amphitrite* (quatre croiseurs)	19000	16,76	13,11	219,7	11,56	0,88
Type *Andromeda* (quatre croiseurs)	17195	16,92	13,26	224,4	13,05	0,98
Type *Canopus* (six cuirassés)	13690	13,41	14,02	188,0	12,73	0,98
Type *Magnificent* (dix cuirassés)	12586	13,26	14,02	185,9	14,77	1,05
Type *Arrogant* (quatre croiseurs)	10387	14,63	10,82		15,24	1,41
Type *Diana* (neuf croiseurs)	9989	14,63	10,21	149,4	14,96	1,46
Type *Pactolus* (neuf croiseurs)	7251	11,52	10,36	111,93	16,46	1,59
	3° PAQUEBOTS.					
A deux machines.						
Kaiser-Wilhelm-der-Grosse	28000	18,000	12,000	216,0	7,71	0,64
Touraine	12066	13,400	14,400	192,96	15,91	1,11
Navarre	6600	10,800	12,600	136,08	20,62	1,63
A une machine.						
Eugène-Péreire	8545	10,400	7,000	72,80	20,53	2,93

dition toutefois de remplacer toujours par deux tiroirs, les tiroirs cylindriques uniques qui seraient trop encombrants.

Comme exemple du changement de longueur, correspondant au changement de position des tiroirs, nous prendrons les deux appareils d'égale puissance du *Cassard* et du *d'Assas*, qui ont tous deux des barres Marshall, le premier avec un seul tiroir par cylindre, le second avec deux tiroirs. Pour ramener dans l'axe les tiroirs du *Cassard*, il faudrait allonger la machine de 1^{m},60 ; mais, pour faire la même opération sur le *d'Assas*, il suffirait d'un allongement de 0^{m},40 ; la somme des longueurs occupées dans l'axe, par les tiroirs qu'on y établirait, serait de 10^{m},40 sur le *Cassard* et de 9^{m},20 sur le *d'Assas*. Des études comparatives, faites à l'occasion de navires en projet, confirment les indications précédentes. La coulisse Stephenson peut donc presque toujours être adoptée, sans inconvénient au point de vue de la longueur de la machine.

Il y a grand intérêt, d'ailleurs, à ne pas réduire les longueurs des arbres à vilebrequins au strict minimum, et à assurer, au contraire, un accès facile aux bielles, aux excentriques, etc. Les machines de l'Amirauté anglaise sont, à ce sujet, de bons modèles à consulter; l'espace y est largement distribué, comme on le voit, figure 367, pour l'appareil du *Goliath*.

Considérons maintenant, non plus l'encombrement horizontal de tout un appareil comprenant plusieurs machines, Tableau LII, mais seulement celui d'une machine simple, de manière à faire disparaître l'influence du mode de division; nous trouvons alors une loi assez continue entre la puissance et l'encombrement, loi très différente de celle de la proportionnalité. Une courbe moyenne tracée à l'aide du tableau LII, dans lequel la plus grande puissance f est celle de 14.000 chevaux du *Kaiser-Wilhelm-der-Grosse* conduit au tableau LIII.

TABLEAU LIII

Encombrement horizontal par mille chevaux

Puissance de la machine f	Encombrement en mètres carrés s	Encombrement par mille chevaux $\frac{1000\ s}{f}$
2.000	40^{mq}	20^{mq}
4.000	65	16
6.000	82	14
8.000	94	12
10.000	102	10
12 000	108	9
14 000	112	8

Ce tableau montre clairement combien l'encombrement par cheval

augmente, à mesure que la puissance diminue, et combien, par suite, la division en plusieurs machines est nuisible, au point de vue de l'espace horizontal nécessaire à un appareil.

236. — *Poids des machines*. — Bien que les tableaux de poids de machine ne puissent actuellement, ainsi que nous l'avons dit, être regardés que comme de simples listes d'exemples à consulter et à discuter, leur étude permet de poser les bases d'une analyse ultérieure, qu'il ne serait pas possible d'entreprendre au sujet de l'encombrement.

Tout d'abord, les machines doivent être classées d'après le service du navire auquel elles sont destinées. A ce sujet, il convient de se reporter aux distinctions établies au cours des chapitres VII et X, particulièrement au tableau XIX, page 332, relatif aux coefficients d'usure, et au tableau XLVIII, page 574, relatif aux charges des matériaux. On est ainsi conduit, conformément aux remarques déjà faites, à considérer trois catégories distinctes de navires seulement, les bâtiments de commerce, les bâtiments de guerre, les torpilleurs.

Il convient, en second lieu, de classer les pièces d'après leur mode de travail, en réunissant dans un même groupe toutes celles dont le poids devrait croître, rationnellement, suivant les mêmes lois, ou suivant des lois analogues. Si le groupement est bien fait, les tableaux doivent permettre d'arriver, par un calcul simple, à des évaluations de poids très exactes pour les appareils projetés, surtout dans les ateliers où l'on construit constamment des appareils de destination analogue, dessinés d'après les mêmes principes, différant seulement par les dimensions et la puissance. On peut citer déjà, à ce sujet, les lois précises auxquelles M. Normand est arrivé pour les machines de ses torpilleurs.

Le classement adopté dans les tableaux qui suivent répartit les pièces entre les quatre groupes suivants.

I. *Pièces fixes*. — Ce groupe comprend principalement :

Tous les cylindres, boites à tiroirs, plateaux et couvercles.

Les bâtis et glissières, plaques de fondations, paliers du vilebrequin et de la ligne d'arbres avec leurs accessoires.

Le presse-étoupes de l'arbre, les coussinets des arbres extérieurs.

Les appareils de graissage.

Le tuyautage de vapeur et ses accessoires.

Le poids des cylindres, pour une charge R constante sur les parois, est sensiblement proportionnel au cube des dimensions linéaires de la machine, l'épaisseur e étant proportionnelle au diamètre d.

Les bâtis sont uniquement soumis au moment de flexion considéré n° 190, en présence duquel les efforts produits par la pression de la

vapeur sont négligeables ; ce moment de flexion est proportionnel à la quatrième puissance des dimensions, ce qui devrait faire donner au moment d'inertie I de leur section, une valeur proportionnelle à la cinquième puissance. En fait, l'attache sur la plaque de fondation est le seul élément dont la fatigue préoccupe le constructeur, lorsque celui-ci fait un calcul de résistance ; les bâtis, toujours tracés par simple similitude, ont un poids proportionnel à celui des cylindres.

Les plaques de fondation subissent, comme principale charge, les forces d'inertie, qui sont, à valeur constante de la vitesse des pistons CN, proportionnelles au carré des dimensions D^2, ainsi qu'il est dit à la fin du n° 89. Le moment de ces forces est proportionnel au cube des dimensions. Les plaques de fondation se tracent par simple règle de similitude d'une machine à l'autre, ce qui conduit pour elles, mieux que pour les bâtis, à une charge constante par millimètre carré.

Pour le tuyautage de vapeur, la section adoptée étant, comme nous l'avons vu au n° 24, proportionnelle au volume D^2CN engendré par le piston, et la vitesse des pistons CN étant supposée constante, le diamètre des tuyaux est proportionnel à celui des cylindres; l'épaisseur des tuyaux doit être proportionnée à leur diamètre; leur poids par mètre courant varie, par suite, comme le carré des dimensions. Le poids total du tuyautage, égal au produit du poids du mètre courant par la longueur, est proportionnel au cube des dimensions de la machine.

Toutes les pièces fixes de la machine forment ainsi un groupe dont le poids augmente sensiblement comme le cube des dimensions dans l'hypothèse de similitude très simple où nous nous plaçons.

II. — *Pièces mobiles.* — Ce groupe comprend principalement :

Les pistons, tiges et traverses, les bielles.

Les tiroirs, leurs tiges, tout l'appareil de conduite, et toute la partie mobile de la mise en train à bras et à vapeur.

L'arbre à vilebrequins.

La ligne d'arbres complète avec les tourteaux, le frein et l'embrayage.

Les hélices.

A fatigue égale, la section des tiges et des bielles est proportionnelle à la surface des pistons et leur longueur à la course ; leur poids varie donc comme le cube des dimensions linéaires. Nous trouvons la même loi pour les arbres, dont le cube du diamètre, n° 196, est proportionnel au volume du cylindre à vapeur, la pression de la vapeur étant toujours supposée constante, et dont le diamètre est, par suite, proportionnel aux dimensions linéaires du cylindre. La section des ailes d'hélice, d'après les équations du n° 152, est proportionnelle à celle de l'arbre ; leur poids varierait donc d'après la même loi que le poids de l'arbre, si le diamètre de l'hélice était proportionnel à celui de l'arbre ; mais cette

dernière proportion est rarement suivie ; le diamètre des hélices dépend en général des dimensions de la coque elle-même.

En somme, l'ensemble des pièces mobiles, plus encore que celui des pièces fixes, présente un poids proportionnel au cube des dimensions linéaires des cylindres.

III. — *Condenseurs.* — Ce groupe comprend :

Les condenseurs avec tout le tuyautage d'entrée et de sortie d'eau de circulation et ses robinets.

L'eau contenue dans toutes les capacités précédentes.

La pompe de circulation et la pompe à air, et, à l'occasion de ces pompes, la machine de servitude tout entière, même si elle conduit d'autres appareils.

Les quelques autres appareils auxiliaires qui peuvent se rencontrer, les ventilateurs pour l'aérage de la chambre des machines, par exemple, qui ne mériteraient pas de former un groupe séparé.

Dans ce groupe, la plupart des poids sont proportionnels au volume du condenseur, lequel est proportionnel au volume de la vapeur, et, par suite, toutes choses égales d'ailleurs, à la puissance de la machine. Le poids total, à la différence de celui des deux groupes précédents, doit donc se rapprocher de la proportionnalité au carré des dimensions linéaires des cylindres ; il est soumis à des lois particulières, qui ne sont ni celles des machines, ni celles des chaudières.

Le poids du groupe III est environ la moitié de chacun de ceux des deux premiers groupes, à peu près égaux entre eux.

IV. — *Accessoires et rechanges.* — Ce dernier groupe comprend principalement : Les échelles, parquets de circulation, mains courantes. — L'outillage de tout genre. — Les rechanges.

Parmi ces articles, il s'en rencontre quelques-uns, tels que les échelles, dont le poids est souvent indépendant de la puissance de la machine, d'autres, comme les parquets des coursives, dont le poids dépend uniquement de la longueur de ces coursives, c'est-à-dire de la première puissance des dimensions. Les rechanges, si leur composition était constante, auraient un poids proportionnel à celui des pièces mobiles ; ils pourraient rentrer alors dans le groupe II. Il n'y a aucune loi pour l'outillage.

Le groupe IV, qui n'a été formé ici que pour se conformer à un usage généralement suivi dans les devis de poids de machines, a donc une composition très hétérogène.

L'importance du groupe IV se rapproche de celle du groupe III, de telle sorte que les deux groupes réunis représentent le tiers du poids total des machines et quelquefois davantage.

Le tableau LIV fait connaître, pour cinq machines, le détail de chacun des articles figurant dans les différents groupes.

TABLEAU LIV

Poids détaillés de quelques machines.

Groupe I		*Paraguay*	*Amiral-Courbet* (paquebot)	*Carnot*	*Cassard*	*Galilée*
Plaques de fondation		19382	16238	40260	35039 (Plaques de fondation et Coussinets…)	9349
Coussinets, chapeaux et cales, boulons ou prisonniers d'attache		2772	1202	18460		4104
Bâtis ou colonnes supportant les cylindres		6629	12253	50300	15037	11234
Glissières		2249	1824	6520	5122	2244
Cylindres H P	Cylindres proprement dits, boîtes à tiroirs et chemises	5980	La somme est donnée pour les trois cylindres	10968	15069	5862
	Couvercles et bouchons de cylindres	553		2290		1220
	Couvercles et fonds de boîtes à tiroirs	425		400		460
	Presse-étoupes complets, guides, soupapes de sûreté	362		610		320
	Boulonnage	151		1020		250
Cylindres M P	Cylindres proprement dits, boîtes à tiroirs et chemises	9458	20904	26580	21119	11032
	Couvercles et bouchons de cylindres	1245	2954	3190		1774
	Couvercles et fonds de boîtes à tiroirs	422	1952	900		704
	Presse-étoupes complets, guides, soupapes de sûreté	278	626	708		360
	Boulonnage	144	370	1140		538
Cylindres B P	Cylindres proprement dits, boîtes à tiroirs et chemises	14061	Compris dans les sommes ci-dessus.	57872	40690	17776
	Couvercles et bouchons de cylindres	2314		4760		2466
	Couvercles et fonds de boîtes à tiroirs	962		1830		1094
	Presse-étoupes complets, guides, soupapes de sûreté	353		1230		492
	Boulonnage	206		1530		684

TABLEAU LIV (*suite*).

	Paraguay	*Amiral-Courbet* (paquebot)	*Carnot*	*Cassard*	*Galilée*
Robinets divers	75	1150	7530	2497	3198
Pièces fixes du mouvement de purges et d'indicateurs	285	»	350	348	302
Appareils de mise en train complets	682	1833	3692	1648	1443
Appareils de graissage	105	266	752	468	260
Paliers de butée, coussinets et anneaux	3920	2548	13260	5826	68[illegible]0
Paliers intermédiaires	3120	3230	»	»	420
Semelles pour freins	»	»	470	360	280
Coussinets de tubes d'étambots et de supports des arbres d'hélices	532	3604	5970	3410	1540
Presse-étoupes des arbres complets	230	»	2610	2100	1932
Boulonnage	1425	228	2416	996	700
Boîtes de prise de vapeur	268	563	1060	730	578
Enveloppes isolantes	400	155	4076	503	1532
Tuyaux de vapeur divers avec collets, boulons, tubulures	1588	3030	21338	10700	10534
Robinets vannes fixés sur le tuyautage dans les chambres des machines	206	3320	5260	1512	2200
Supports et objets divers	134	188	1422	422	296
Garnitures isolantes	315	585	4762	890	1332
Groupe II					
Arbres à manivelles	10040	13552	40180		9570
Roues de vireurs, boulonnage et clavetage	1622	839	1530	17272	440
Tourteaux d'entraînement, chapeaux, coussinets	362	»	5580		908

TABLEAU LIV (*suite*).

	Paraguay	*Amiral-Courbet* (paquebot)	*Carnot*	*Cassard*	*Galilée*
Pistons complets pour cylindres H P.	368	320	1464	966	748
Pistons complets pour cylindres M P	972	590	2896	1798	1662
Pistons complets pour cylindres B P.	1712	1060	7100	3926	2886
Tiges de pistons pour cylindres H P, M P, B P	1565	1350	5660	3186	1980
Traverses pour tiges de pistons des cylindres H P, M P, B P.	1298	1692	9040	5016	2436
Bielles motrices, chapeaux, coussinets, boulons pour cyl. H P, M P, B P.	4456	4164	23040	10039	3988
Tiges de tiroirs avec écrous pour cylindres H P, M P, B P.	481	»	1230	960	610
Tiroirs complets pour cylindres H P, M P, B P	2043	»	2436	1992	1972
Appareils de conduite de tiroirs complets cylindres H P	1955	632	3212	1775	1548
Appareils de conduite de tiroirs complets cylindres M P	1314	703	4008	1980	1632
Appareils de conduite de tiroirs complets cylindres B P	1922	891	7040	3345	1874
Appareils de mise en train complets	2150	»	4746	4618	1964
Roues striées pour vireurs.	1517	»	138	103	80
Lignes d'arbres	34665	30931	70320	42420 (lignes d'arbres et tourteaux)	28904
Tourteaux de jonction, douilles	»	»	2720		698
Mécanisme des freins complets	»	»	4382	1860	1170
Hélices complètes	7195	8856	23112	10179	7038
Groupe III					
Condenseurs.	15792	9610	31988	14121	11568
Pompes à air complètes	8813	4866	22564	11083	11926

TABLEAU LIV (*suite*).

	Paraguay	*Amiral-Courbet* (paquebot)	*Carnot*	*Cassard*	*Galilée*
Pompes de circulation complètes	3317	1516	5740	3428	2556
Tuyautage des condenseurs et robinets	4181	3447	14260	8025	7771
Tuyautage de graissage, robinets compris	222	58	3926	861	565
Tuyautage d'arrosage	607	174	2425	795	542
Supports et objets divers, boulonnage	543	443	1422	420	141
Pompes de cale complètes	819	»	1140	1300	910
Ventilateurs des machines complets	»	»	2168	838	1458
Eau des condenseurs	4200	3500	15000	10000	5880
Eau du tuyautage des machines	2300	1200			
Groupe IV					
Tôles de parquets, échelles et garde-pieds	5818		14800		7060
Cornières et fers en U, en T	688	20674	3640	10644	1630
Chandeliers, supports, rambardes	1685		2440		651
Rechanges des machines principales	31788		4432		2938
» » machines de servitude	232		360		»
» » pompes de cale	4	20082	75	2330	16
» » machines de circulation	185		146		»
» » ventilateurs des machines	»		72		»
Filières et tarauds	52	1920	82	2212	54
Clés, pitons, organeaux, tourne-vis, mandrins	1479		3885		1100

Voici maintenant les poids d'ensemble de chaque groupe, pour douze bâtiments de guerre et douze paquebots :

TABLEAU LV. — 1° *Bâtiments de guerre.*

Noms des bâtiments	Puissance en chevaux F	Pièces Fixes I	Pièces Mobiles II	Condenseurs pompes tuyautage et eau III	Parquets, rechanges et outillage IV	Poids Total	Poids Par cheval
		kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	
Carnot	16 343	315.269	217.144	100.593	29.932	662.938	40k56
Charles-Martel . .	14 997	295.406	218.172	77 012	27.600	618.190	41, 22
Brennus.	13.950	297.260	230 402	101.410	32.738	661.180	47, 44
Dupuy-de-Lôme . .	13.186	240.623	140.084	81.192	24 366	489.260	37, 10
Cassard.	10.041	164.914	111.435	50 717	15.186	342 251	34, 09
Bugeaud	9.913	187.423	119.336	65.812	15.229	387.800	39, 12
Du-Chayla. . . .	9.571	148 788	118.594	59 204	18.994	345.580	36, 10
Jean-Bart	7.776	166 163	128 935	77 744	29.799	402.641	51, 35
Galilée	7.048	99.567	73 066	43 517	13 451	229 601	32, 58
Cassini	5 612	47.170	30.227	18 592	4.503	100.492	17, 90
Forban	3.975	13.330	11.462	7.540	1.110	83 442	8, 41
Chevalier	2.901	11.171	10.187	6.344	1 190	28.892	9, 96
Moyenne . . .	. .	. . .	. .	. . .	. . .	. . .	32k99

2° *Paquebots.*

Noms des Bâtiments	Puissance en chevaux F	Pièces Fixes I	Pièces Mobiles II	Condenseurs pompes tuyautage et eau III	Parquets rechanges et outillage IV	Poids Total	Poids Par cheval
		kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	
Touraine. . . .	12.066	484.300	371.520	118.200	87.000	1.061.020	87k934
Navarre	6.612	266.800	199 900	86.500	68.000	621 200	93, 950
Paraguay . . .	2.460	127 208	81.223	8.692	24 464	241 588	98, 206
Amiral-Aube . . .	2.100	113.670	74 960	34 530	17.892	241 052	114, 786
Amiral-Courbet . .	2.000	92 644	65 580	34 908	42 626	222.132	111, 066
Santa-Fé . .	1.880	99.943	46.287	5 222	5 802	157 254	83, 645
Cyrnos	1.877	62.630	41.220	21.730	9.803	135 383	72, 127
Corsica	1.670	109 105	67 297	9 070	16 327	200 799	120, 238
Canarias . . .	1 470	96 744	68 191	6.975	20 889	192 799	131, 155
Lion	1.200	54.227	33.021	31.722	14 400	133 370	111, 141
Bério	1 040	23 423	11 084	1.362	2 504	38.373	36, 897
Porteur à hélice . .	520	14.135	7.907	2.275	2.105	26.422	50, 811
Moyenne . .	.	.	. . .	. .	. .	. .	92k663

On remarquera la légèreté de certaines machines de paquebots, comme celle du *Bério* construite à Nantes par M. Ferré et celle du *Cyrnos* construite par M. d'Allest.

237. — ***Relation entre le poids par cheval et la fatigue des organes. Loi de similitude.*** — Dans les tableaux qui précèdent les deux groupes principaux, I pièces fixes, II pièces mobiles, renferment à eux seuls, la presque totalité des organes pour lesquels se calcule la charge des matériaux. C'est pour ces deux groupes seulement, représentant ensemble environ les deux tiers du poids total, qu'il peut être établi des rapprochements entre le poids par cheval et la charge des pièces, afin d'arriver à se rendre compte de l'endurance probable des machines.

Les règles de construction exposées au chapitre IV conduisent, ainsi qu'il a été rappelé au numéro précédent, à donner, à toutes les pièces, des épaisseurs qui varient comme les dimensions, et, par suite, des poids qui varient comme le cube des dimensions, lorsque la pression de la vapeur est constante. Ces règles visent à charger de la même manière les pièces correspondantes, dans toutes les machines.

D'un autre côté, si nous nous reportons à la formule du travail établie au n° **12**,

$$F = 3{,}4907\ D^2\ C\ N\ p, \qquad (1)$$

nous voyons que, p étant supposé constant, la puissance F n'est proportionnelle au cube des dimensions, D^2C, que dans l'hypothèse, tout à fait contraire à la pratique, où le nombre de tours N serait le même pour toutes les machines. Lorsque N est variable, le poids des machines par cheval, à fatigue de leurs organes constante, est variable.

La règle suivie habituellement, lorsque le nombre de tours de la machine N n'est pas imposé par le rendement mécanique nécessaire à l'hélice, consiste à donner aux pistons à vapeur une vitesse moyenne constante,

$$\frac{2\,C\,N}{60} = \text{constante},$$

condition qui peut s'écrire simplement,

$$C\,N = K. \qquad (2)$$

Le travail F est alors proportionnel au carré seulement des dimensions linéaires de la machine D^2.

Quand le poids est proportionnel au cube des dimensions et le nombre de chevaux F au carré des dimensions, le poids par cheval est lui-même proportionnel à la première puissance des dimensions ou à la racine carrée du travail F.

Cette loi du poids des machines par cheval, à charge constante des matériaux, si favorable aux petits appareils, ne s'applique, il est bon de le répéter, qu'aux deux tiers environ des éléments du poids total des machines,

qui figure au devis de poids des navires. De plus, même dans ces limites, elle n'est pas tout à fait exacte, parce que beaucoup d'épaisseurs de matière, surtout dans les pièces fixes, se trouvent commandées par les nécessités de fabrication. Elle n'est guère applicable, rigoureusement, qu'aux pièces mobiles, c'est-à-dire au tiers environ du total. Cette loi n'en a pas moins une grande portée pratique ; énoncée pour la première fois, je crois, dans mon journal de mission en Angleterre de 1884, elle a été, depuis lors, l'objet de vérifications intéressantes, surtout dans la construction des machines de torpilleurs. M. Normand en a développé les conséquences dans son mémoire de 1894, « *Des lois de similitude dans diverses questions de constructions navales* ».

Il est bon de signaler, en passant, que la similitude géométrique adoptée pour la construction, jointe à la constance de la vitesse moyenne, équation (2), adoptée pour le fonctionnement, constitue un ensemble qui n'a rien de commun avec la similitude dynamique de Reech.

Soit λ le rapport des dimensions de deux machines semblables, la similitude dynamique exigerait que les vitesses linéaires des pièces en mouvement fussent proportionnelles à la racine carrée de λ. La condition (2) serait ainsi remplacée par

$$(3) \qquad C N = K_1 \sqrt{\lambda}.$$

En même temps, pour que les forces développées, déja proportionnelles à la surface des pistons, fussent proportionnelles au cube du rapport de similitude, il faudrait que l'ordonnée moyenne p fut proportionnelle à λ,

$$(4) \qquad p = K_2 \lambda.$$

Dans ces conditions, on aurait, pour la puissance,

$$(5) \qquad F = K_3 \lambda^2 \sqrt{\lambda}\, \lambda = K_3 \lambda^3 \sqrt{\lambda}\, .$$

Le poids de la machine étant d'ailleurs proportionnel à λ^3, le poids par cheval varierait en raison inverse de la racine carrée de λ, l'avantage de la légèreté passant ainsi aux grandes machines.

Les forces d'inertie I sont proportionnelles, d'après les calculs du n° 88, au produit

$$\Pi C N^2,$$

Π étant le poids du train mobile. L'équation (3) donne

$$(6) \qquad N = K_4 \frac{1}{\sqrt{\lambda}},$$

et, par conséquent,

$$(7) \qquad C N^2 = \text{constante}.$$

Les forces d'inertie I se trouveraient donc proportionnelles à Π et par conséquent à λ^3; la similitude dynamique serait ainsi complète. Les grands navires perdraient l'immunité relative, sous le rapport des trépidations, dont ils jouissent actuellement, avec des forces d'inertie proportionnelles à $\lambda^{\frac{5}{2}}$.

Dans des machines fonctionnant suivant les lois qui précèdent, la charge des matériaux par unité de section serait proportionnelle à λ. De plus, le coefficient d'usure serait proportionnel à

$$\frac{\lambda^3}{\lambda^2} \lambda = \lambda^2.$$

Les machines de grandes dimensions seraient ainsi exposées aux échauffements et à l'usure, puis à la rupture des pièces, d'une manière qui doit exclure toute pensée d'appliquer la similitude dynamique.

Le calcul qui précède nous conduit à cette remarque, que les deux lois suivies en pratique, valeurs constantes de la pression et de la vitesse, dans le cas de la similitude géométrique des appareils, représentent simplement la constance de la charge des matériaux et la constance du coefficient d'usure.

238. — *Pression et nombre de tours. Influence des dimensions du navire sur le poids par cheval.* — Si, reprenant l'expression (2) de la puissance F, nous supposons D et C constants, nous trouvons que F varie proportionnellement à p et à N ; les résultats qui s'obtiennent en augmentant, soit p, soit N, sont assez différents. Une augmentation de l'ordonnée moyenne peut être compensée exactement par une diminution de diamètre des cylindres ; elle réduit l'encombrement de la machine et ne change pas le poids. Une augmentation du nombre de tours peut être compensée par une diminution de course ; elle diminue à la fois l'encombrement et le poids de la machine. La diminution du diamètre et la diminution de la course conduisent, l'une et l'autre, à la diminution des surfaces de condensation dans les cylindres ; elles ont, par suite, un résultat commun, celui de réduire la consommation de vapeur par cheval de la machine, surtout aux allures lentes.

Le nombre de tours seul permet de faire varier la puissance d'une machine sans en modifier le poids. L'augmentation du nombre de tours, en régularisant le moment de rotation, diminue même la fatigue des organes mobiles ; elle n'a d'inconvénients qu'au point de vue des trépidations de la coque. Le nombre de tours est donc l'élément principal de la légèreté des machines. C'est à la grande variation dans le nombre de tours maximum imposé aux machines par leur destination, bien plus qu'à la différence dans les charges des matériaux acceptés pour les dif-

férentes catégories de navires, que sont dues les grandes variations dans le poids des machines par cheval, quand on passe, par exemple, du torpilleur au croiseur ou au cuirassé.

Il est bon de préciser, à l'aide de quelques calculs, les notions généralement assez vagues, que l'on possède, au sujet de l'influence des dimensions des navires sur le poids des machines, conséquence de l'influence de ces dimensions sur le nombre de tours des hélices.

Considérons deux navires, un cargo ou un transport de 6.000 tonnes, et un torpilleur de 150 tonnes, ayant des moteurs d'égale puissance, ce qui n'est pas absolument invraisemblable. Soit μ le coefficient de similitude des deux coques, et aussi des deux hélices si la résistance relative des hélices est la même, et soit λ le coefficient de similitude des deux machines.

Exprimons, pour simplifier, le travail des hélices par l'équation,

$$(8) \qquad F = H^2 D^{2,5} N^3 \times \text{constante}.$$

en négligeant l'effet des autres facteurs qui figurent dans la formule de M. Moll, n° 137, page 371. Nous avons, pour les deux hélices,

$$(9) \qquad \frac{H_1^2 D_1^{2,5}}{H^2 D^{2,5}} = \mu^{4,5} ;$$

nous en tirons, F étant le même pour les deux navires,

$$(10) \qquad \frac{N^3}{N_1^3} = \mu^{-4,5} ,$$

$$\frac{N}{N_1} = \mu^{-1,5} .$$

Passons maintenant à la machine, qui doit faire les deux travaux égaux D^2CN et $D_1^2 C_1 N_1$, la lettre D changeant de signification et représentant le diamètre des cylindres après celui des hélices, pour conserver leur forme ordinaire aux équations usuelles. Nous avons,

$$\frac{D^2 C}{D_1^2 C_1} = \lambda^3 = \frac{N_1}{N} = \mu^{1,5} ,$$

ce qui donne,

$$(11) \qquad \lambda^3 = \mu^{1,5} .$$

Le poids des deux machines, à charge égale sur les matériaux de leurs organes, et, par conséquent, leur poids par cheval, est proportionnel à λ^3. Il est donc proportionnel, dans le cas actuel, à

$$\mu^{1,5} = \left(\frac{6000}{150}\right)^{0,5} = 6,3.$$

Si donc le poids par cheval de l'ensemble des organes, qui sont proportionnels au cube du coefficient de similitude de la machine, c'est-à-dire le poids des groupes I et II sur les tableaux LIV et LV, est de 63 kilogrammes, le poids descendra à 6k,3 sur le torpilleur, sans qu'il en résulte d'accroissement dans la charge par millimètre carré des pièces qui travaillent.

Nous avons évidemment considéré un cas extrême, mais l'exemple est instructif.

Si nous supposions même vitesse aux deux navires, au lieu de même puissance aux deux machines, le poids par cheval varierait bien plus encore ; il suivrait sensiblement la proportion des dimensions linéaires des deux coques. Nous aurions, en effet,

$$\frac{F}{F_1} = \mu^2, \tag{12}$$

ce qui nous donnerait, pour les hélices,

$$\frac{H^2\, D^{2,5}\, N^3}{H_1^2\, D_1^{2,5}\, N_1^3} = \mu^2,$$

$$\mu^{4,5}\left(\frac{N}{N_1}\right)^3 = \mu^2.$$

Nous en déduirions,

$$\frac{N}{N_1} = \mu^{-0,83}, \tag{13}$$

ce qui, transporté dans l'équation relative à la machine, donnerait,

$$\lambda^3\, \mu^{-0,85} = \mu^2. \tag{14}$$

$$\lambda = \mu^{\frac{8,5}{9}}.$$

Or le poids par cheval est proportionnel à λ ; il serait donc à peu près proportionnel à μ.

239. — *Appréciation de la légèreté des machines.* — Nous avons vu, au n° 237, que le poids par cheval, des machines de puissances différentes et de même vitesse moyenne de piston, ou du moins le poids de leurs principaux éléments, doit être proportionnel à leurs dimensions linéaires, c'est-à-dire à leur coefficient de similitude λ, et, par suite, à la racine carrée de leurs puissances.

Nous avons vu de plus, au n° 238, que le poids par cheval, des machines de même puissance destinées à des bâtiments de dimensions très différentes, doit varier dans les limites très étendues, parce que le nombre

de tours qu'il convient de donner aux hélices dépend de la grandeur des navires.

Dans ces conditions, le poids par cheval ne varie en sens inverse de la fatigue imposée aux organes, que dans le cas de machines de même puissance dessinées suivant des règles différentes, mais placées sur des navires d'égales dimensions. En dehors de ce cas très particulier, le poids par cheval n'a pas de relation précise avec la charge imposée, soit aux matériaux de construction, soit aux parties frottantes. Par suite, quand on exprime la légèreté d'une machine par le poids par cheval, on ne donne aucune indication sur l'excès ou sur l'insuffisance de cette légèreté.

On aurait une appréciation plus exacte de la légèreté, en considérant le rapport du poids Π au cube des dimensions des machines supposées semblables, par exemple, le rapport

$$\frac{\Pi}{D^3}.$$

Si l'on voulait tenir compte de la charge réelle des organes, il faudrait prendre en considération l'ordonnée moyenne p sur les pistons, à défaut de l'ordonnée maximum, et calculer le rapport

$$\frac{\Pi}{D^3 p}.$$

Il est à remarquer que ce dernier rapport représente le poids par cheval divisé par la dimension linéaire de la machine, lorsque l'on ramène le travail F à ce qu'il serait pour une valeur constante de la vitesse CN. En effet, le travail F étant remplacé par

$$F \times \frac{K}{CN},$$

le rapport de Π à F devient proportionnel à

$$\frac{\Pi}{D^2 p};$$

son quotient par D est proportionnel à

$$\frac{\Pi}{D^3 p}.$$

Si, dans le tableau LV, nous prenons le poids Π_1, pour les groupes I et II, et le poids total Π, pour les quatre groupes, et si nous en calculons les rapports à D^3 et à D^3p, en prenant pour unité de poids, la tonne au lieu du kilogramme, nous formerons le tableau suivant.

TABLEAU LVI

Noms des bâtiments	Groupes I et II		Total des quatre groupes	
	$\frac{\Pi_1}{D^3}$	$\frac{\Pi_1}{D^3 p}$	$\frac{\Pi}{D^3}$	$\frac{\Pi}{D^3 p}$
Carnot	26, 6	9, 9	33, 1	12, 4
Charles-Martel .	26, 7	8, 6	33, 1	10, 4
Brennus	26, 4	10, 1	33, 0	12, 6
Dupuy-de-Lôme .	52, 6	21, 2	67, 0	27, 0
Cassard	34, 2	10, 5	42, 4	13, 0
Bugeaud	40, 7	12, 9	51, 5	16, 3
Du-Chayla	29, 7	11, 3	38, 4	14, 6
Jean-Bart	31, 9	14, 2	43, 5	19, 4
Galilée	26, 8	9, 4	35, 7	12, 5
Cassini	35, 2	10, 2	45, 7	10, 3
Forban	41, 8	8, 6	56, 4	11, 6
Chevalier	49, 7	9, 8	67, 2	13, 3

Ces rapports, et en particulier celui de Π_1 à D^3p, le plus important de tous, varient, comme on voit, dans des limites beaucoup moins étendues que le poids des machines par cheval.

Les tableaux LIV et LV offrent un moyen pratique de juger de la légèreté des appareils, qui consiste à calculer simplement le rapport entre les poids du groupe I, pièces fixes, et du groupe II, pièces mobiles.

En effet, le poids II des pièces mobiles se trouve exactement déterminé, par la charge des matériaux acceptée selon la nature de chaque pièce et la destination du navire, conformément au tableau XLVIII, page 574. Le poids I des pièces fixes ne dépend d'aucun calcul, mais seulement du soin apporté dans le dessin des pièces et le choix des matériaux. Dans le poids des parties fixes seules, se trouvent les grandes variations impossibles à expliquer et à justifier. Le rapport du poids des deux groupes I et II permet donc d'apprécier les mesures prises, lors de l'étude de la machine, en vue d'assurer sa légèreté.

Le tableau suivant fait connaître la valeur du rapport dont il s'agit pour les trois catégories de machines que nous distinguons habituellement.

TABLEAU LVII

Rapport du poids des pièces fixes à celui des pièces mobiles

Noms des bâtiments	Pièces fixes I	Pièces mobiles II	Rapport $\frac{I}{II}$
	PAQUEBOTS		
Touraine	484.300 k.	371.520 k.	1,304
Navarre	266.800	199.900	1,335
Paraguay	127.208	81.223	1,566
Amiral-Aube	113.670	74.960	1,516
Amiral Courbet	92.644	65.580	1,413
Santa-Fé	99.943	46.287	2,159
Cyrnos	62.630	41 220	1,519
Corsica	109.105	67.297	1,621
Canarias	96.744	68.191	1,419
Lion	54.227	33.021	1,642
Berrio	23.423	11.084	2,113
Porteur à hélice . . .	14.135	7.907	1,788
Moyenne. .	....	....	1,612
	BATIMENTS DE GUERRE		
Carnot	315.269	217.144	1,452
Charles-Martel	295.406	218.172	1,354
Brennus	297.260	230.402	1,290
Dupuy-de-Lôme . . .	240.623	140.084	1,682
Cassard	164.914	111.435	1,480
Bugeaud	187.423	119.336	1,541
Du-Chayla	148.788	118.594	1,255
Jean-Bart	166.163	128.935	1,288
Galilée	99.567	73.066	1,363
Cassini	47.170	30.227	1,561
Forban	13.330	11.462	1,162
Chevalier	11.171	10.187	1,097
Moyenne. .	....	....	1,377

240. — *Influence du régime de détente sur le poids de la machine et sur le poids total consacré à la propulsion.* — Nous n'avons considéré, dans le numéro précédent, les variations de l'ordonnée moyenne p, qu'en supposant cette ordonnée proportionnelle à la pression aux chaudières P, le régime de la vapeur étant considéré comme le même pour toutes les machines. Dans cette hypothèse très simple, la charge totale maximum sur les organes, qui est proportionnelle à P, se trouve varier comme p, la puissance F, proportionnelle à p, varie comme P; l'augmentation de pression P, avantageuse à plusieurs autres égards, ne fait pas diminuer sensiblement le poids de la machine par cheval, et elle augmente le poids de la chaudière.

Il nous reste à considérer le cas où, P restant constant, p varie par suite

d'un changement dans la détente, c'est-à-dire dans le volume final de vapeur par cheval. Dans la pratique, le changement de pression et le changement de régime sont toujours associés l'un à l'autre ; on élève la pression en vue d'allonger la détente Δ et de réaliser les bénéfices étudiés au n° 19. L'ordonnée moyenne p augmente d'un côté, diminue de l'autre, et reste à peu de chose près invariable, à la suite des deux changements, résultant, l'un de l'accroissement de P, l'autre de l'accroissement de Δ.

Les résultats d'un changement dans la détente de la vapeur se font sentir sur la totalité des poids consacrés à la propulsion, machines, chaudières, charbon. Ils découlent tous du changement obtenu dans la dépense de vapeur par cheval. Ils peuvent être étudiés suivant deux méthodes, soit en considérant des machines développant, toutes, la même puissance F, et dépensant des quantités totales de vapeur différentes, soit en considérant des machines dépensant la même quantité de vapeur, et développant des puissances différentes F, F', F'' ; dans le second cas, les chaudières resteraient les mêmes.

Nous supposerons les machines de puissance constante.

Voyons d'abord le poids de la machine.

A mesure que la détente s'allonge, l'ordonnée moyenne p diminue. La puissance F restant la même, le produit D^2CN doit varier en raison inverse de p. Si la vitesse moyenne des pistons CN reste constante, suivant la condition (2), nous trouvons la loi très simple,

$$D^2 p = \text{constante}, \qquad (15)$$

pour le changement de dimensions de la machine.

La condition (15) donne une charge totale constante sur les organes, tiges de piston, bielles, manivelles ; la section des pièces travaillantes est donc constante, et leur poids, sauf pour la ligne d'arbres, est proportionnel à la course C des pistons. Si nous calculons l'épaisseur des parois des cylindres, e, pour résister à la charge Dp, qui est inversement proportionnelle à D, nous trouvons également une section horizontale constante et un poids de cylindres proportionnel à C. La loi du changement de poids, qui ne peut être regardée, d'ailleurs, que comme une approximation, est donc que le poids total de machine M est proportionnel à la course des pistons.

Si la proportion entre le diamètre des cylindres D et la course C reste la même, la course varie en sens inverse de la racine carrée de p, d'après la condition (15) ; nous avons donc, pour le poids total M et, par suite pour le poids par cheval m, la loi générale,

$$m = m_1 \sqrt{\frac{p_1}{p}}, \qquad (16)$$

m et p s'appliquant à une machine quelconque, et m_1 et p_1 étant les valeurs particulières du poids par cheval et de l'ordonnée moyenne, pour la machine type choisie comme terme de comparaison.

Passons maintenant au poids des chaudières, R, et à leur poids par cheval r.

Le poids des chaudières doit diminuer dans le même rapport que la dépense de vapeur par cheval v, ce qui donne,

$$R = R_1 \frac{v}{v_1},$$

ou

$$(17) \qquad r = r_1 \frac{v}{v_1}.$$

Les valeurs de v ne peuvent être déterminées d'ailleurs qu'à la suite d'une étude très minutieuse ; elles ne sont pas susceptibles d'une expression algébrique simple pouvant entrer dans la formule (17); nous savons seulement qu'elles varient dans le même sens que les valeurs de p, puisque les grandes ordonnées moyennes correspondent aux longues introductions et aux courtes détentes.

Pour l'ensemble du poids du moteur, machines et chaudières, nous aurions donc à chercher à rendre minimum la somme,

$$(18) \qquad m_1 \sqrt{\frac{p_1}{p}} + r_1 \frac{v_1}{v}$$

Dans le poids total doit figurer un troisième terme, le poids du charbon. La dépense de charbon est proportionnelle à la dépense de vapeur. Si Q est l'approvisionnement total de charbon et q son quotient par F, nous avons, pour le poids total par cheval ϖ, consacré à la propulsion,

$$(19) \qquad \varpi = m_1 \sqrt{\frac{p_1}{p}} + r_1 \frac{v}{v_1} + q_1 \frac{v}{v_1} = m_1 \sqrt{\frac{p_1}{p}} + \left(r_1 + q_1\right) \frac{v}{v_1}.$$

L'avantage des longues détentes, c'est-à-dire des faibles valeurs de v et de p, devient surtout manifeste, quand on considère ainsi le poids total ϖ consacré à la propulsion, combustible compris. Le terme q_1 est, en effet, sur presque tous les navires, plus élevé que r_1, comme il est facile de l'expliquer par un calcul simple.

La puissance F de la machine étant donnée, en fonction de la vitesse du navire en nœuds V, par la formule

$$(20) \qquad F = \left(\frac{V}{M}\right)^3 B^2,$$

le poids des chaudières est,

$$(21) \qquad R_1 = r_1 F.$$

Soient c_1 la consommation de charbon par cheval et E la distance franchissable en milles marins, le poids de l'approvisionnement de combustible est,

$$(22) \qquad Q_1 = c_1 F \times \frac{E}{V}.$$

Nous avons donc

$$(23) \qquad \frac{q_1}{r_1} = \frac{c_1}{r_1} \frac{E}{V}.$$

Pour un cargo parcourant une distance E de 3000 milles à la vitesse de 12 nœuds, avec des chaudières cylindriques d'un poids r_1 de 150 kilogrammes par cheval (tirage naturel), et une consommation c de $0^k,7$, nous avons

$$\frac{q_1}{n_1} = \frac{0,7}{150} \times \frac{3000}{12} = 1,16.$$

L'économie réalisée sur le poids de combustible, par une augmentation de détente et une diminution de l'ordonnée moyenne p, est donc un peu plus grande que l'économie sur le poids des chaudières, même sur les navires munis des chaudières les plus pesantes. Ainsi se trouve justifiée sur les cargos, la grande augmentation dans le volume des cylindres BP qui atteint, sur l'*Inchmona* 12,7 fois le volume du cylindre HP, comme nous l'avons vu au n° 207.

Pour les bâtiments de guerre, l'avantage des faibles valeurs de p est moindre, pour plusieurs raisons.

D'abord le poids r des chaudières par cheval est beaucoup moindre, à cause de l'adoption du tirage forcé et des chaudières tubuleuses ; ce poids r_1 descendrait souvent à 40 ou 50 kilogrammes, dans l'équation (23), si cette équation était applicable.

De plus, l'équation (23) n'est pas applicable. Les bâtiments de guerre marchent d'ordinaire à une vitesse réduite. La valeur de F est beaucoup plus faible, dans l'équation (22) que dans l'équation (21) ; la valeur de v n'est pas du tout la même, dans les deux termes,

$$r_1 \frac{v}{v_1} \quad \text{et} \quad q_1 \frac{v}{v_1},$$

de l'équation (19).

L'équation (19), pour les navires de guerre, doit être remplacée par

$$(19\ bis) \qquad \varpi = m_1 \sqrt{\frac{p_1}{p}} + r_1 \frac{v}{v_1} + q_1 \frac{v'}{v_1}$$

Il est possible qu'en diminuant p, et en obtenant par suite une diminution de v par rapport à v_1, pour la marche à toute puissance, on arrive à une valeur de v' supérieure à v_1', pour la marche habituelle. La diminution de p qui donne toujours une diminution dans le poids des chaudières, pourrait ainsi exiger une augmentation de poids de combustible, capable de contre-balancer ou même de surpasser le bénéfice sur les chaudières. Cette circonstance se rencontrerait certainement, si l'on n'avait pas la possibilité de désembrayer une partie des machines, dans la marche à allure réduite, suivant ce qui a été dit au n° 234.

Les considérations qui précèdent montrent la nécessité de calculer, pour chaque cas particulier, le poids total consacré à la propulsion.

Pour le poids de charbon, qui dépend de la distance franchissable E, il faut surtout consulter des courbes analogues à celles données au n° 8 des *Chaudières marines.*

Pour le poids des machines et des chaudières, on trouvera tous les éléments du calcul dans les tableaux de poids de chaudières donnés dans les *Chaudières marines* et dans le tableau LV ci-dessus. On pourra aussi consulter le tableau LVIII, qui donne le poids total des appareils moteurs et le rapport entre les deux élements, poids de machines et poids de chaudières, eau comprise. Dans ce tableau, nous avons distrait le poids de l'outillage et des rechanges, afin d'avoir des chiffres toujours comparables entre eux ; l'approvisionnement d'eau douce, en dehors de ce que renferment les chaudières, les condenseurs et le tuyautage n'est pas non plus compté.

Nous commencerons, par les données relatives à quelques bâtiments de l'ancienne flotte, qui sont intéressantes au point de vue historique, particulièrement celles qui concernent le *Napoléon* muni de la machine de Moll et de la machine de Dupuy de Lôme.

TABLEAU LVIII

1° *Bâtiments de guerre de l'ancienne flotte.*

Noms des bâtiments	Date des essais	Puissance		Charbon par cheval		Poids par cheval		
		Toute puissance	Allure réduite	Toute puissance	Allure réduite	Chaudières	Machines	Total
CHAUDIÈRES RECTANGULAIRES, DÉTENTE SIMPLE.								
Napoléon	1853	3580ch	1073ch	»	1k960	101k	153k	254k
Napoléon	1862	3327	2608	1k600	1,812	108	84	192
Algésiras	1856	2414	1580	1,700	1,640	128	122	250
Gloire	1860	2537	2086	1,892	2,157	140	112	252
Gauloise	1875	3922	»	1,402	»	95	100	195
Tarn	1865	1634	1087	1,750	2,260	136	116	252
Faon	1869	349	»	2,044	»	65	120	185
CHAUDIÈRES RECTANGULAIRES, DÉTENTE DOUBLE.								
Loiret	1862	347	»	1k410	»	117k	84k	201k
Cher.	1865	564	303	1,210	1k610	114	100	214
Magnanime . . .	1866	3516	»	1,295	»	111	113	224
Friedland	1876	4428	3532	1,300	1,380	94	120	214

Les bâtiments de guerre de la flotte actuelle présentent comme on peut en juger par la deuxième partie du tableau, de très grandes variétés dans le poids des chaudières par cheval, en raison de la diversité des types et des différences dans l'intensité du tirage forcé.

2° *Bâtiments de guerre français en service.*

Noms des bâtiments	Date des essais	Puissance		Charbon par cheval		Poids par cheval		
		Tirage forcé (en général)	Allure réduite	Tirage forcé (en général)	Allure réduite	Chaudières	Machines	Total
Chaudières cylindriques, détente double								
Redoutable	1878	6064^{ch}	2823^{ch}	1^{k},219	1^{k},245	81^{k}	98^{k}	179^{k}
Amiral-Duperré	1882	7682	2084	1,327	1,043	78,5	109,5	188
Indomptable	1886	7058	3881	1,158	1,140	62	69,5	131,5
Amiral-Baudin	1888	8443	4630	0,919	0,833	68	101	169
Sfax	1887	6495	4842	0,914	0,766	66,5	79,2	145,7
	1889	7006	5024	0,820	0,745	65	75	140
Milan	1885	4108	2183	1,054	0,926	43	62	105
Chaudières cylindriques, détente triple								
Dupuy-de-Lôme		13186	6255	0^{k},935	0^{k},809	55^{k},0	36^{k},8	91^{k},8
Davout		9039	4308	0,903	0,714	46,4	32,2	78,6
Jean-Bart		7776	2653	0,807	0,660	65,5	48,2	113,7
Wattignies		4225	2831	1,015	0,788	36,8	56,7	73,5
Chaudières tubuleuses, détente triple								
Carnot		16344	9286	0^{k},892	0^{k},742	35^{k},1	40^{k}	75^{k},1
Gaulois		15162	9383	0,797	0,683	35,6	37,7	73,3
Charles-Martel		14997	9911	0,792	0,753	37,9	39,6	77,5
Bouvet		14736	8877	0,875	0,629	37,9	35,7	73,6
Brennus		13950	6180	0,988	0,734	41,5	47,3	88,8
Cassard		10041	6349	0,881	0,709	37,9	33,6	71,5
Bugeaud		9913	3870	0,895	0,598	39,2	38,3	77,5
Friant		9624	6327	0,909	0,830	34,7	38,7	73,4
Du-Chayla		9571	6299	0,915	0,768	40,7	35,6	76,3
Dunois		7919	»	0,842	»	13,7	16,2	29,9
Lavoisier		7433	4517	0,884	0,678	32	30,3	62,3
Galilée		7048	4862	0,989	0,706	33,8	32,2	65,8
Cassini		5612	3559	0,881	0,784	29,4	17,7	47,1
D'Iberville		5235	3434	0,980	0,809	30,7	18,6	49,3
Batiments en construction								
Jeanne d'Arc		28500	17500	0^{k},900	0^{k},778	32^{k},3	37^{k},6	69^{k},9
Jurien-de-la-Gravière		17400	»	0,950	»	29,5	33,4	62,9
Henri IV		11500	»	0,950	»	33,6	38,4	72
Infernet		8500	4000	0,975	0,750 à 0,800	23,7	34,1	57,8
Sully		20500	10000	0,937	0,75 à 0,800	26,4	38,8	65,2
Gueydon		19600	10000	0,915	0,75 à 0,80	31,7	41	72,7
Kléber		17100	10000	0,895	0,75 à 0,80	32,4	38,3	70,7
Torpilleurs								
Mangini		2339	996	»	0^{k},864	11^{k}	12^{k}	23^{k}
Durandal		4800	»	»	»	8,4	13,9	22,3
Chevalier		2901	»	»	»	7,2	11,5	18,7
Forban		3975	»	»	»	8,7	8,0	16,7
Cyclone		3597	»	»	»	8,8	10,1	18,9

La partie suivante du tableau se rapporte aux bâtiments de guerre anglais, mis en chantier depuis 1893. Tous les cuirassés et grands croiseurs, jusqu'au type *Arrogant* inclus, ont des chaudières Belleville, avec ou sans réchauffeurs d'eau, sauf les cuirassés type *Magnificent* et les croiseurs type *Apollo*, type *Diana*, type *Pearl*, qui ont des chaudières cylindriques ; la limite imposée au tirage forcé ne permet pas de dépasser de plus de 25 % et même actuellement de plus de 20 % la combustion donnée par le tirage naturel ; le poids des chaudières par cheval est, par suite, très élevé. Tous les croiseurs de troisième classe ont des chaudières genre Du Temple, à circulation accélérée, avec accroissement de puissance de deux cinquièmes au tirage forcé. Les contre-torpilleurs sont naturellement à grand tirage forcé.

Tableau LVIII

3° *Bâtiments de guerre anglais*

	Puissance		Charbon par cheval		Poids par cheval au tirage forcé		
	tirage forcé	allure réduite	tirage forcé	allure réduite	Chaudières	Machines	Total
Type *Magnificent* (dix cuirassés)	12586^{ch}	6255^{ch}	$1^{k},075$	$0^{k},793$	$62^{k},6$	$49^{k},7$	$112^{k},3$
Type *Canopus* (six cuirassés)	13690	»	»	»	46,1	49,7	95,8
Type *Formidable* (six cuirassés)	15207	»	»	»	45,4	48,3	93,7
Type *Powerful* (deux croiseurs)	26130	18735	0,945	0,792	44,8	42,0	86,8
Type *Andromede* (quatre croiseurs)	17195	12962	0,775	0,766	45,4	46,5	91,5
Type *Amphitrite* (quatre croiseurs)	19000	14000	0,724	0,715	42,3	42,4	84,7
Type *Apollo* (trente-et-un croiseurs)	9400	»	»	»	47,1	34,0	81,1
Type *Diana* (neuf croiseurs)	9983	4968	»	0,735	55,5	37,6	93,1
Type *Arrogant* (quatre croiseurs)	10387	7275	»	0,896	44,3	36,7	81,0
Type *Pearl*	7572	5086	»	»	42,2	30,4	72,6
Type *Pactolus* (neuf croiseurs)	7251	5462	»	1,057	24,4	28,4	52,8
SPÉCIMENS PARMI 200 CONTRE-TORPILLEURS							
Janus	$39[illegible]9^{ch}$	$346^{ch},1$	$1^{k},390$	$1^{k},142$	$18^{k},36$	$11^{k},65$	$30^{k},01$
Banshee	4474	427,8	1,737	0,801	14,77	12,54	27,31
Haughty	4266	365,0	1,218	1,123	14,77	9,86	24,63
Quail	6345	406,3	1,111	0,717	11,65	10,75	22,40
Violet	6602	416,6	1,089	0,869	12,08	8,95	21,03
Gipsy	6613	493,4	1,124	0,797	10,29	8,94	19,23

Pour les machines des bâtiments de commerce, une seule allure est à considérer. Les nombres relatifs à quelques paquebots de la Compagnie Transatlantique et à divers autres bâtiments, sont les suivants :

TABLEAU LVIII

4° *Paquebots*

Noms des bâtiments	Puissance	Charbon par cheval	Poids par cheval		
			Chaudières et eau	Machines	Total
Touraine (deux hélices).	12.066^{ch}.	0^{k}750	105^{k}	88^{k}	193^{k}
Bourgogne	7.800	0,830	135	110	249
Champagne . . .	7 250	0,787	139	110	249
Navarre	6.612	0,760	101	94	195
Normandie.	6.250	0,820	129	110	239
Ville-d'Alger	3 948	0,800	83	75	158
Eugène-Péreire . . .	3.545	0,725	79	87	166
Tarn	1 500	0,750	99	100	199
Paraguay	2 460	»	102	101,5	203,5
	1 647	0,597	»	»	»
Amiral-Aube	2.100	0,597	149	118	267
	1.397	0,514	»	»	»
Santa-Fé	1.880	»	79,5	35	114,5
	1.258	0,706	»	»	»
Corsica	1.670	»	104	124	228
	1.207	0,730	»	»	»
Canarias	1.470	0,686	128,5	135	263,5
	1.198	0,532	»	»	»
Amiral-Courbet . . .	2.000	»	100	147	247
	1.402	0,594	»	»	»
Lion	1.200	»	102	84	206
	746	0,777	»	»	»
Bério	1.040	»	85	38	123
	767	0,686	»	»	»
Porteur à hélice . . .	520	0,860	110	52	162

La deuxième et la troisième partie du tableau, qui comprennent des appareils de puissance très diverse, mettent assez bien en lumière la supériorité des petites machines sous le rapport de la légèreté. La loi établie à ce sujet se vérifie, au contraire, très imparfaitement sur les machines des paquebots.

Les chiffres relatifs aux machines de paquebots présentent plus d'incertitude que ceux relatifs aux machines des navires de guerre.

CONCLUSION

Les années écoulées, entre le moment où j'ai professé ces leçons, et celui où des circonstances assez imprévues m'ont rendu le loisir nécessaire pour les rédiger, ont vu changer, sur bien des points, la théorie des machines marines, leur construction, et surtout le détail de leurs dispositions. J'ai eu, par suite, à apporter à mon cours tant de corrections et d'additions, que le titre de ce volume est à peine exact aujourd'hui.

Parmi les innovations actuellement appelées à faire leurs preuves, je n'ai étudié, toutefois, que celles déjà sanctionnées par le résultat de larges applications pratiques. Je n'ai pas décrit, par exemple, le système de mise en train hydraulique de M. Bonjour, qui sera essayé sur l'*Infernet* et le *Dupetit-Thouars*, et dont il est permis d'espérer beaucoup. Surtout, j'ai passé sous silence, comme destinées jusqu'ici à des navires trop spéciaux, les turbines à vapeur, bien que le premier succès de l'honorable Ch. Parsons sur la *Turbinia* ait déjà conduit à une application importante sur la *Viper*, et qu'en France, les travaux de M. Rateau aient permis d'aborder la construction de la *Libellule* avec des chances de succès. Un système de moteur, qui supprimerait les trépidations sur les petits navires, serait appelé, pour les torpilleurs et les yachts, tout au moins, à un grand avenir.

Une expérience faite, au cours même de l'impression de ce volume, a apporté la confirmation demandée, aux expériences du *Lavoisier* et du *Galilée*, dont il est question à la fin du n° 142. L'hélice à petit moyeu du *Lavoisier* a été trouvée de nouveau supérieure à l'hélice à gros moyeu du *Galilée*, mais la différence est moindre que celle trouvée d'abord ; le coefficient d'utilisation M est plus fort avec le petit moyeu qu'avec le gros, de 1,1 pour cent seulement, en moyenne.

Les parties de mon Cours relatives aux machines horizontales ont été supprimées. Je renvoie, pour ces machines, aux ouvrages plus anciens, le Traité de M. de Fréminville et celui de M. Bienaymé.

LISTE DES PRINCIPAUX TABLEAUX

Remarque. — Les trois tableaux du chapitre II, qui auraient dû recevoir les numéros VI, VII et VIII, portent, par erreur, les numéros VII, VIII et IX, voir l'errata.

CHAPITRE VIII.

CHAPITRE IX.

CHAPITRE X.

CHAPITRE XI.

CHAPITRE XII.

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE I

CHAPITRE II

CHAPITRE III

CHAPITRE IV

CHAPITRE V

CHAPITRE VI

CHAPITRE VII

CHAPITRE VIII

CHAPITRE IX

CHAPITRE X

CHAPITRE XI

ERRATA

Page 36, lignes 23 et 24. La puissance de 1500 chevaux et la consommation approximative de 3k,89 de charbon par cheval ont été calculées avec les chevaux dits *effectifs*, de l'époque des essais du *Napoléon*. En chevaux actuels de 75 kg. M., la puissance a été de 3000 chevaux, et la consommation de 1k,95 environ. (Voir tableau LVI).

Page 57. Le tableau inscrit sous le N° VII devrait porter le N° VI.

Pages 59 à 64. Le tableau inscrit sous le N° VIII devrait porter le N° VII.

Pages 70-71. Le tableau inscrit sous le N° IX devrait porter le N° VIII.

Page 323. Cette page porte par erreur le N° 333.

TABLE DES MATIÈRES

PREMIÈRE PARTIE

DISTRIBUTION ET TRAVAIL DE LA VAPEUR

CHAPITRE I

Rappel des propriétés de la vapeur d'eau. Principes généraux du fonctionnement des machines.

CHAPITRE II

Mesure du travail. Étude de ses facteurs, ordonnée moyenne et vitesse des pistons.

§ 1. — *Machines à détente simple.*

§ 2. — *Machines à détente multiple.*

§ 3. — *Analyse des facteurs du travail indépendants de l'ordonnée.*

CHAPITRE III

Pertes de travail et moyens de les réduire

§ 1. — *Etude des pertes d'ordonnée sur les diagrammes d'indicateur.*

§ 2. — *Etude des pertes de vapeur dans les cylindres.*

§ 3. — *Etudes des pertes d'ordonnée et de vapeur, confondues en pertes de chaleur. Conclusions.*

CHAPITRE IV

Étude géométrique de la distribution de vapeur.

§ 1. — *Epure circulaire du tiroir conduit par un excentrique simple.*

§ 2. — *Application de l'épure circulaire au mouvement d'un tiroir conduit par un excentrique fictif.*

§ 3. — *Représentation, dans l'épure circulaire, des mouvements de deux excentriques indépendants.*

§ 4.— *Inexactitude de l'épure circulaire et corrections possibles. Courbes de régulation exactes.*

CHAPITRE V

Manœuvre des machines.

§ 1. — *Conditions auxquelles les appareils de manœuvre doivent satisfaire.*

§ 2. — *Description des appareils de manœuvre.*

DEUXIÈME PARTIE

FONCTIONNEMENT MÉCANIQUE DES MACHINES.

CHAPITRE VI

Couple de rotation de la machine et trépidation de la coque Forces d'inertie.

§ 1. — *Forces d'inertie de rotation et de translation.*

CHAPITRE VII

Graissage, frottement. Rendement mécanique des machines.

§ 1. — *Graissage.*

§ 2. — *Calcul des surfaces frottantes. Coefficient d'usure.*

§ 3. — *Résistances passives, dans le frottement des machines.*

§ 4. — *Rendement mécanique des machines à des allures variées.*

CHAPITRE VIII

Hélices.

§ 1. — *Fonctionnement de l'hélice, au point de vue géométrique.*

§ 2. — *Fonctionnement mécanique des hélices. Moment résistant.*

§ 3. — *Rendement mécanique de l'hélice.*

§ 4. — *Dispositions diverses, concernant le moment de résistance et le rendement mécanique.*

§ 5. — *Construction des hélices.*

CHAPITRE IX

Condenseurs.

§ 1. — *Des condenseurs à injection et à surface. Fonctionnement des condenseurs.*

§ 2. — *Construction du condenseur à surface.*

§ 3. — *Théorie élémentaire des pompes à clapets.*

§ 4. — *Pompes des condenseurs. Installation générale. Moteurs. Détails de construction.*

TROISIÈME PARTIE

CONSTRUCTION DES MACHINES

CHAPITRE X

Calculs de résistance des matériaux.

§ 1. — *Propriétés élastiques des métaux employés dans les machines.*

§ 2. — *Calcul des échantillons des principaux organes, fixes ou mobiles.*

§ 3. — *De la sécurité des machines marines; de sa durée et des moyens de la conserver.*

CHAPITRE XI.

Description des principaux organes et de la charpente qui les supporte.

§ 1. — *Cylindres et boîtes de distribution. — Pistons et tiroirs.*

§ 2. — *Organes de transmission de la puissance; principales pièces mobiles.*

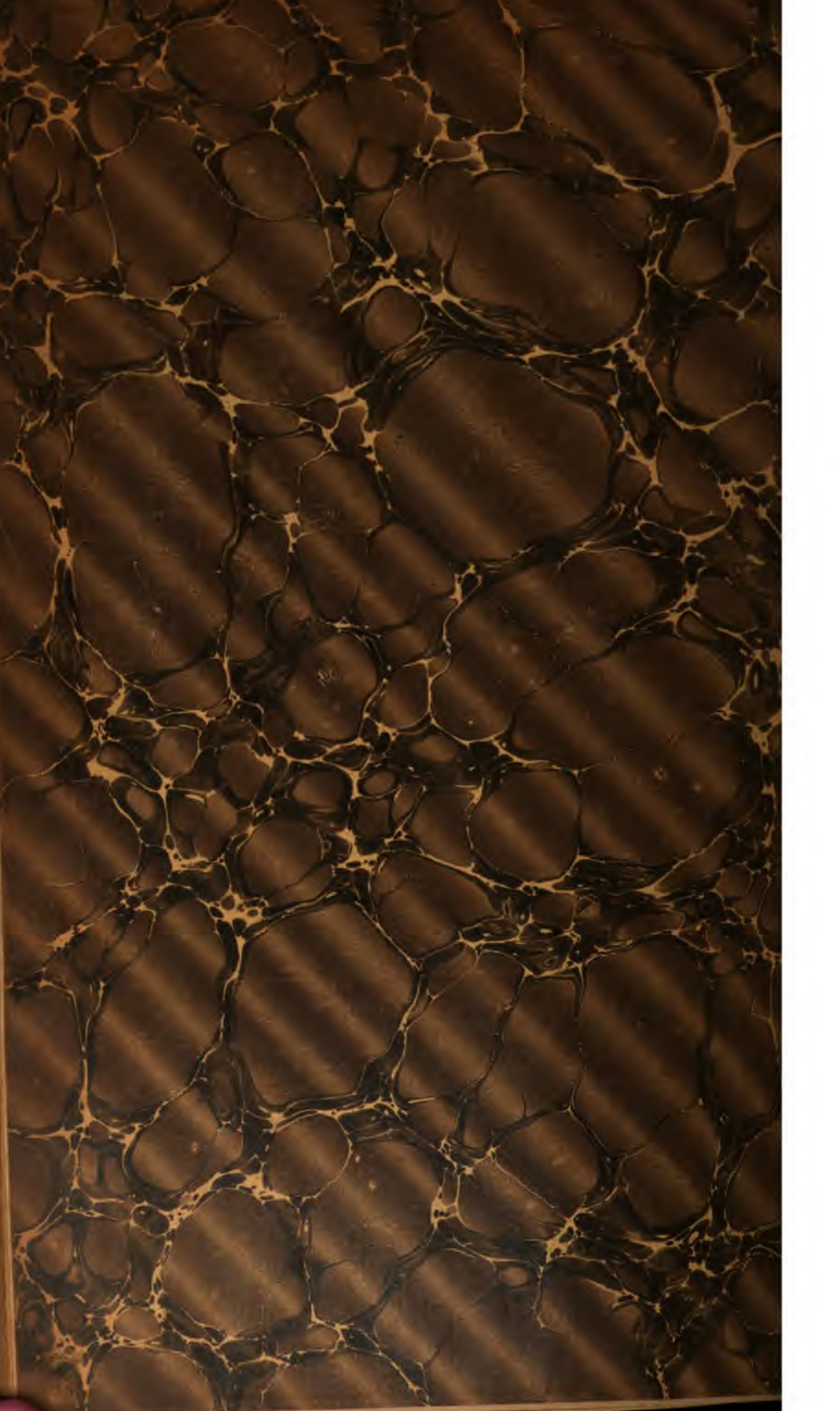
§ 3. — *Bâtis. Plaques de fondation. Plan de pose.*

CHAPITRE XII.

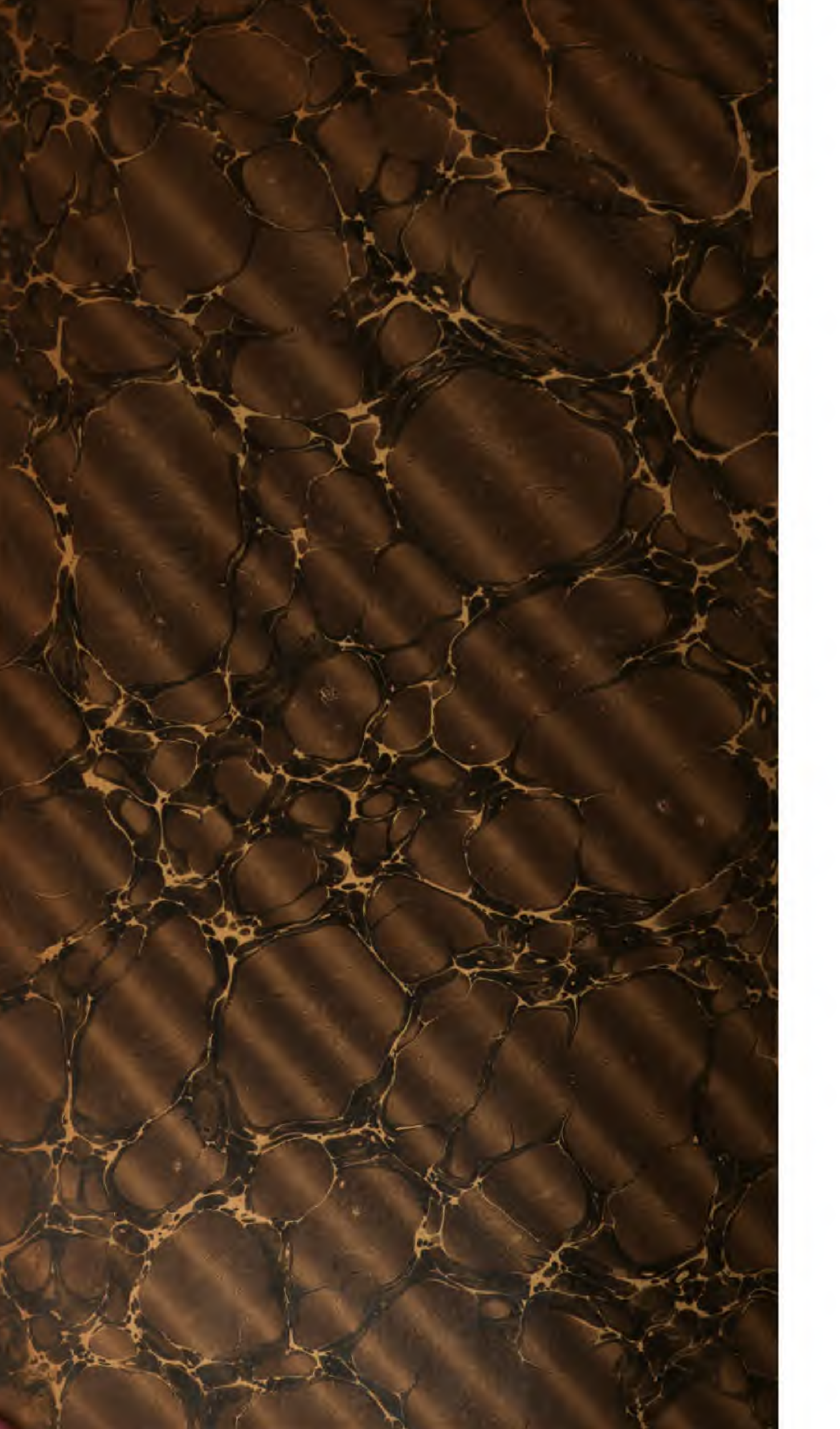
Disposition générale des machines. Encombrement et poids.

FIN.

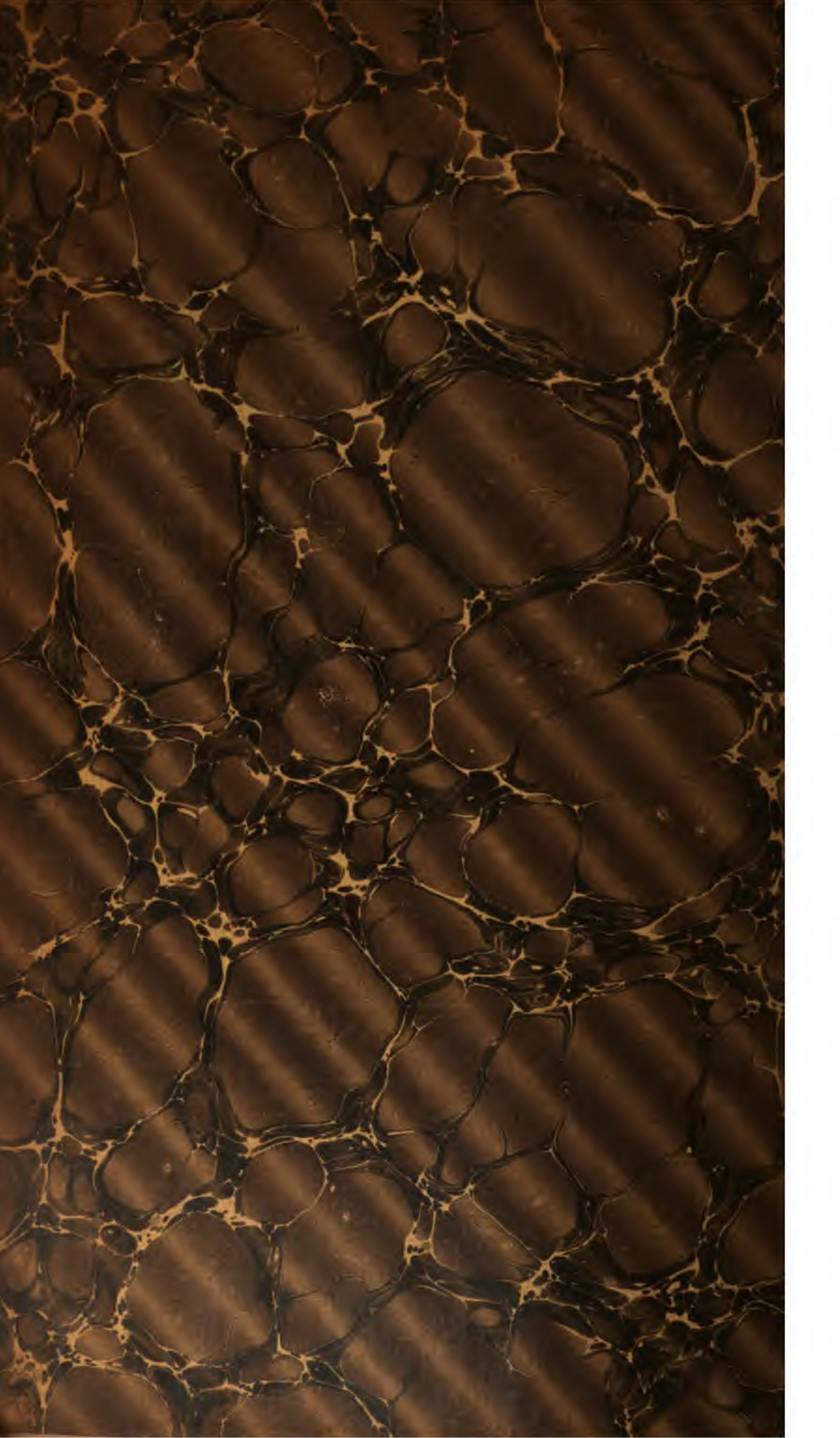
Courbevoie. — Imprimerie E. BERNARD et Cie, 14, rue de la Station
BUREAUX : 29, Quai des Grands-Augustins, — PARIS



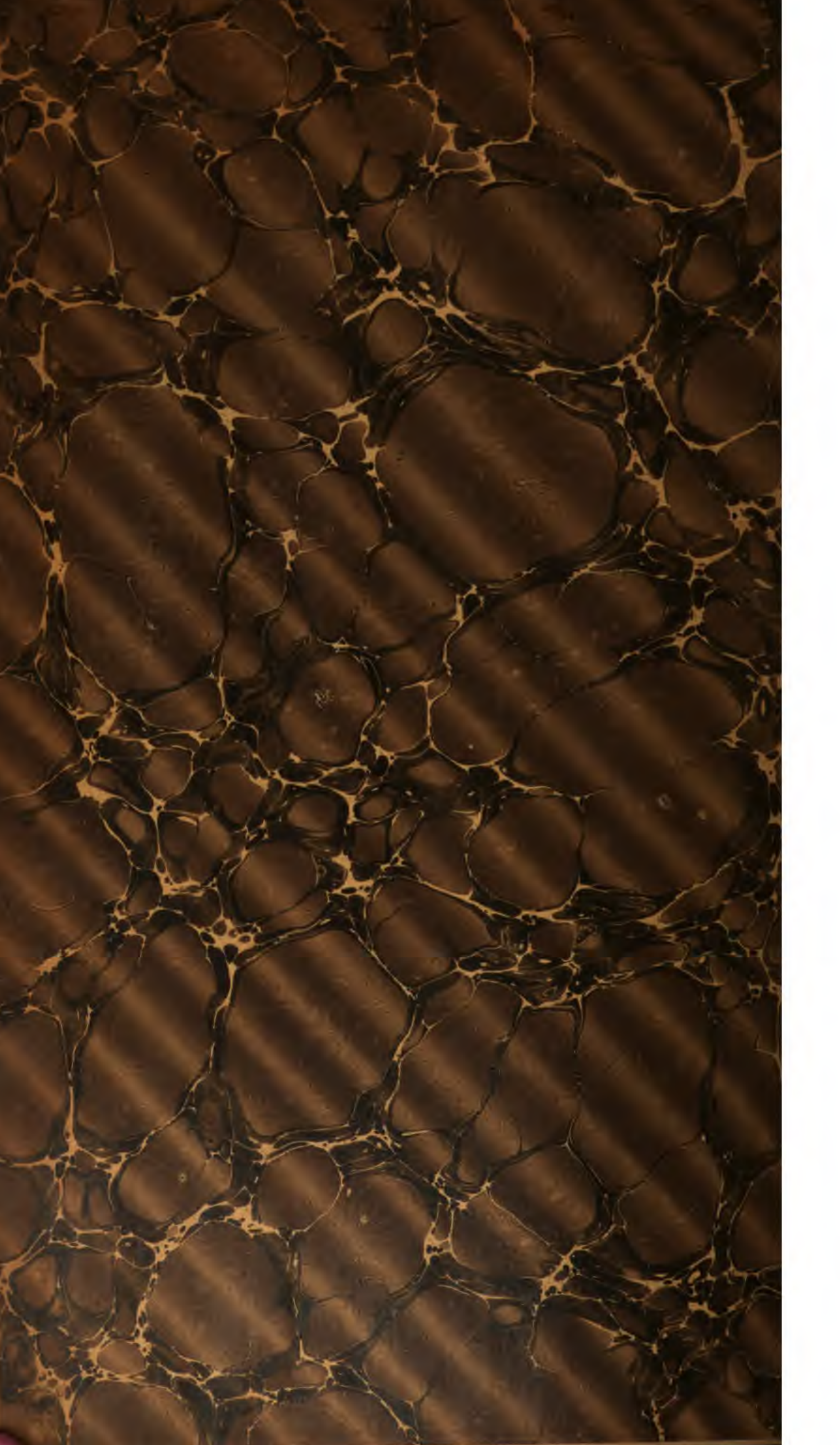




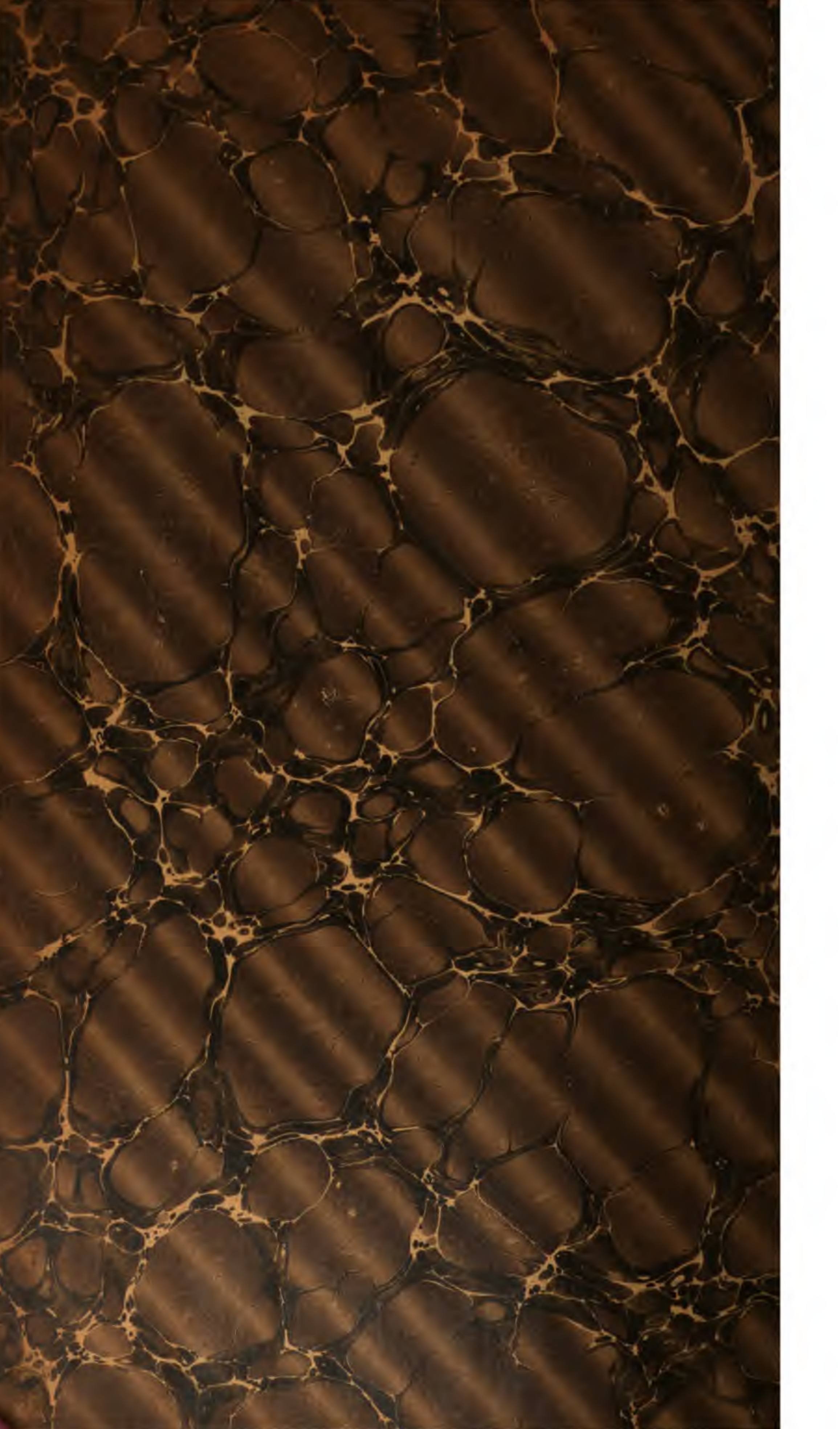















HARVARD ENGINEERING SCHOOL